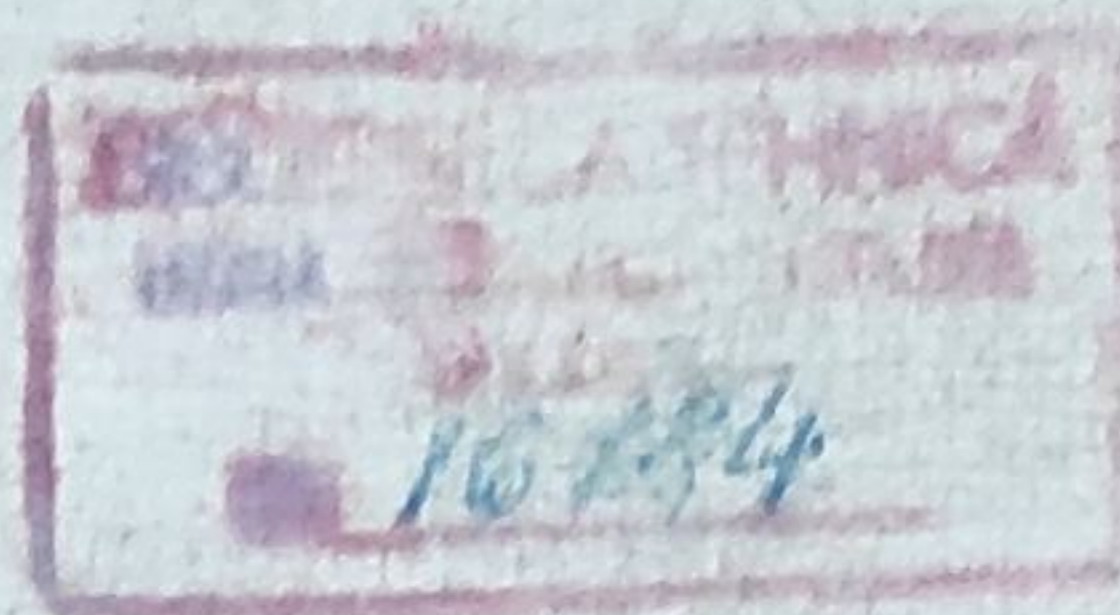


A. M. STĂNESCU
M. ATODIROAEI



V. G. BANU
V. GĂBURICI

SISTEME DE AUTOMATIZARE PNEUMATICE

Proiectarea asistată de calculator
a blocurilor funcționale

AUTOMATICA

ELECTRONICA

SERIA PRACTICĂ

INFORMATICA

MANAGEMENT



BIBLIOTECA DE AUTOMATICĂ, INFORMATICĂ, ELECTRONICĂ, MANAGEMENT

SERIA PRACTICA

- L. Zamfirescu, I. Oprescu. Automatizarea cuptoarelor industriale
 I. Papadache. Automatica aplicată, ediția I și a II-a
 St. Alexandru. Automatizarea proceselor tehnologice în industria lemnului
 G. Raymond. Tehnica televiziunii în culori
 J. J. Samuelly, J. Pignaret, A. Sarazin. Instrumentația electronică în fizica nucleară
 T. Homoș. Capacitatea de producție în construcții de mașini
 S. Radu, D. Filoti. Centrale telefonice automate. Sisteme de comutație
 R. Stere ș.a. Tranzistoare cu efect de cîmp
 D. N. Sașiro. Proiectarea radioreceptoarelor
 V. Antonescu, M. Popovici. Ghid pentru controlul statistic al calității producției
 N. Stanciu ș.a. Tehnica imaginii în cinematografie și televiziune
 P. Vezeanu, St. Bătrașcu. Măsurarea temperaturii în tehnică
 T. Penescu, V. Petrescu. Măsurarea presiunii în tehnică
 P. Popescu, P. Mihordea. Măsurarea debitului în tehnică
 P. Vezeanu. Măsurarea nivelului în tehnică
 C. Hidoș, P. Isac (coordonatori), Studiul muncii, vol. I—VIII
 V. Baltac ș.a. Calculatorul FELIX C-256. Structură și programare
 G. Sonea, M. Silețchi. Creșterea planificată a productivității muncii
 R. L. Morris. Proiectarea cu circuite integrate TTL
 I. Stăncioiu. Eficiența economică a asimilării de utilaje noi
 Ishikawa Kaoru. Controlul de calitate pentru maiștri
 Magnus Radke. 222 măsuri pentru reducerea costurilor
 A. M. Buhtiarov ș.a. Culegere de probleme de programare
 P. Constantinescu ș.a. Sisteme informatice, modele ale conducerii și sistemelor conduse
 E. S. Buffa. Conducerea modernă a producției, vol. I și II
 A. Vătășescu ș.a. Dispozitive semiconductoare. Manual de utilizare
 A. Nadolo. Măsurarea volumului și cantității lichidelor în industrie
 Ch. Jones. Design. Metode și aplicații
 Gh. Pisău ș.a. Elaborarea și introducerea sistemelor informatice
 C. Hidoș. Analiza și proiectarea circuitelor informaționale în unitățile economice
 A. Vătășescu ș.a. Circuite integrate liniare. Manual de utilizare
 M. Silișteanu ș.a. Scheme de televizoare, magnetofone, picupuri vol. I și II ed. a II-a
 D. W. Davies. Rețele de interconectarea calculatoarelor
 V. Pescaru ș.a. Fișiere, baze și bănci de date
 D. Patriche, Marketing industrial
 Gh. Baștiurea ș.a. Comanda numerică a mașinilor-unelte
 N. Sprinceană, R. Dobrescu, Th. Borangiu. Automatizări discrete în industrie. Culegere de probleme
 M. Florescu ș.a. Cibernetică, automatică, informatică în industria chimică
 S. Călin ș.a. Optimizări în automatizări industriale
 S. Maican. Sisteme numerice cu circuite integrate
 I. Ristea ș.a. Manualul muncitorului electronist
 M. Simonescu. Proiectarea unitară a circuitelor electronice
 C. Cruceru. Tehnica măsurărilor în telecomunicații
 Th. Borangiu, R. Dobrescu, Fl. Ionescu. Structuri moderne de conducere automată a mașinilor
 unelte
 P. Nițulescu. Electroalimentarea instalațiilor de telecomunicații
 R. Răpeanu ș.a. Circuite integrate analogice. Catalog
 St. Lozneanu ș.a. Casetofone. Depanare. Funcționare
 T. Rădulescu ș.a. Centrale telefonice automate
 S. Călin, I. Dumitrache ș.a. Reglarea numerică a proceselor tehnologice
 G. Ionescu ș.a. Traductoare pentru automatizări industriale
 D. Boboc, Ș. Burada, G. Iordăchescu, F. Oprea, G. Slapciu. Cartea operatorului și lucrătorului de
 întreținere de la panourile și tablourile de comandă echipate cu mijloace de
 măsurare și automatizare
 A. Millea. Cartea metrologului. Metrologie generală
 M. Voicu. Tehnici de analiză a stabilității sistemelor automate
 M. Silișteanu ș.a. Receptoare TV în culori
 M. Băsoiu, ș.a. Funcționarea și depanarea TV color
 C. Găzdaru, C. Constantinescu. Îndrumar pentru electroniști, vol. I, II
 V. Sîma, A. Varga. Practica optimizării asistate de calculator

Dr. ing.

AURELIAN M. STĂNESCU

Dr. ing.

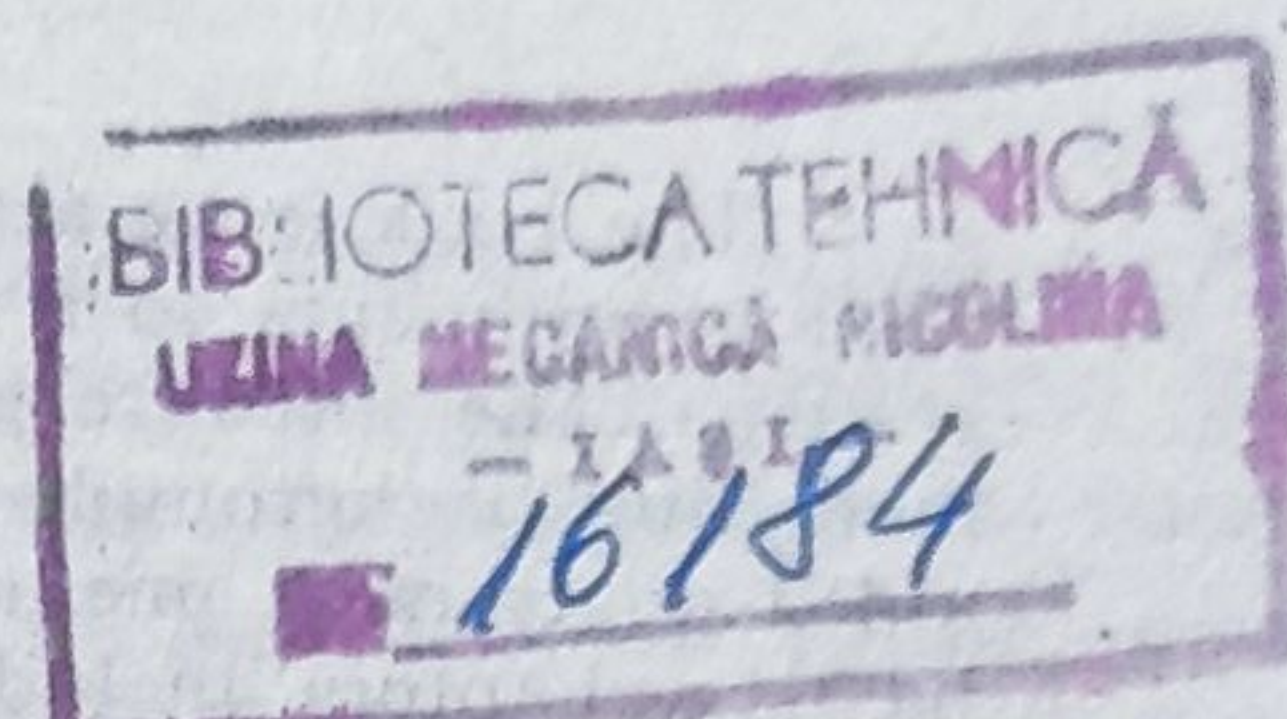
MIHAI ATODIROAEI

Dr. ing.

VALERIU GH. BANU

Ing.

VASILE GĂBURICI



SISTEME DE AUTOMATIZARE PNEUMATICE

Proiectarea asistată de calculator a blocurilor funcționale



EDITURA TEHNICĂ
București — 1987

PNEUMATIC CONTROL SYSTEMS

CAD — package for components and circuits

The book is an attempt to introduce both the designers and users of pneumatic equipments to a new CAD methodology developed for pneumatic control systems. The software package is based on unidimensional compressible flow as modelling background, system theory as structural approach, and computer — aided analysis as pneumatic nonlinear models processing techniques. The book has six chapters including the main routines used for basic components and elementary pneumatic circuits.

In the first chapter the state-of-art and trends of pneumatic control systems are estimated, concluding the role of pneumatics in industrial automation. The second chapter covers the main topics on analog control devices principles, whereas chapter three is devoted to pneumatic logic systems with moving and no-moving part elements.

The leading ideas regarding CAD methods are presented in the fourth chapter. Pneumatic elementary circuit concept, pneumatic dynamic system state description, flow graph and bond graph topological analysis are discussed. Chapter five is dealing with detailed modelling of pneumatic resistances, lag circuits with pneumatic chambers, transmission lines and P/M convertors. Basic routines are developed for both nonlinear and linear computer — aided analysis. In chapter six, computer aided analysis and design of pressure dividers, A, B, C, D class amplifiers and single — acted/double acted pneumatic servomotors are covered.

- CH1: STATE-OF-ART AND TRENDS IN PNEUMATIC AUTOMATION
- CH2: PNEUMATIC ANALOGIC COMPONENTS AND CONTROL EQUIPMENTS
- CH3: PNEUMATIC DIGITAL COMPONENTS AND LOGICAL SYSTEMS
- CH4: CAD METHODOLOGY FOR PNEUMATIC CONTROL SYSTEMS (dynamic system concepts in pneumatics, system decomposition procedure, control problem, state description, topological analysis).
- CH5: MODELLING AND COMPUTER — AIDED ANALYSIS FOR BASICAL COMPONENTS (pneumatic resistences, chambers, transmission lines, pneumatic / mechanical convertors).
- CH6: MODELLING AND COMPUTER — AIDED ANALYSIS FOR PNEUMATIC ELEMENTARY CIRCUITS (pressure — dividers, A. B. C. D class amplifiers, single-acted and double acted pneumatic servomotors).

Control științific: Ing. Dan Cosmin
Redactor: ing. Mircea Grosu
Tehnoredactor: Olimpiada Nistor
Coperta: Simona Dumitrescu

Bun de tipar: 03.06.1987. Coli de tipar: 28
C.Z: 65.011.8+681.3



Tiparul executat sub ed. nr. 110
la
I. P. „13 Decembrie 1918”,
str. Grigore Alexandrescu nr. 89—97,
București

PREFATĂ

În contextul acestei a doua revoluții industriale, aflată în plină desfășurare explozivă, anumite tehnologii de automatizare convențională primesc, în mod natural, un nou statut de complementaritate în raport cu microelectronica. Este și cazul pneumaticii. Perioada anilor '30 marca, sub semnul pionieratului în automatică, construirea primelor regulatoare P, PI, PID, în tehnologie pneumatică. Deceniul al șaptelea avea să consume o anume culminație tehnologică în prelucrarea analogică și numerică a semnalelor de joasă presiune: fluidica. Totuși, amplificatoarele cu interacțiunea jeturilor și elementele cu eșect Coandă nu vor conduce la apariția „microcalculatorului” fluidic. Evenimentul se va petrece curînd în microelectronică prin inventarea microprocesorului. În pneumoautomatică, cu extensia ei modernă fluidica, se renunța astfel la ideea sistemelor automate „complete” cu fluid.

Actualmente, poziția și rolul pe care îl joacă în industrie sistemele de automatizare pneumatice valorizează mai exact avantajele lor semnificative: fiabilitatea deosebită în condiții severe de mediu de exploatare, simplitatea constructiv-funcțională a aparaturii de comandă și reglare, eficiența acționărilor pneumatice discrete, compatibilitatea, statică și dinamică, a sistemelor de poziționare pneumatică cu organele de reglare pentru debitele de fluide. Pe de altă parte, compresibilitatea mediului pneumatic, viteza redusă de transmisie și prelucrare a semnalelor pneumatice, gabaritul și consumul actual al componentelor active fixează limitări obiective asupra domeniului în discuție. Pneumautomatica se constituie astăzi drept o tehnologie de automatizare complementară, accesibilă și eficientă-economic, capabilă să asigure soluții vizînd măsurarea, reglarea locală și acționarea, pentru o clasă largă de procese lente, de la petrochimie la robotică industrială. Dezvoltarea ei prognozabilă depinde de perfecționarea interfețelor cu echipamentele microelectronice de conducere, precum și de modificarea tehnicilor de proiectare.

Lucrarea de față își aduce contribuția în cea de a doua direcție. Asumîndu-și condiția de interdisciplinaritate a investigației (mecanica fluidelor compresibile în curgere unidimensională, ca fond de modelare, abordarea sistemică ca metodologie structurală de analiză și sinteză, și proiectarea asistată de calculator ca tehnică software de prelucrare a modelelor neliniare din pneumatică), autorii au urmărit construirea unui pachet de programe, modular și puternic interactiv, pe care utilizatorul-proiectant să-l jolosească pentru predimensionarea sau reproiectarea sistemelor de automatizare pneumatice. Selecția operată în capitolele 2 și 3 ilustrează soluțiile principiale din construcția aparaturii analogice și respectiv logice și reliefează astfel problematica proiectării circuitelor pneumatice care stau la baza funcționării acestora. Metodologia, fundamentală în capitolul 4, se bazează pe o abordare sistemică a proceselor pneumatice, ceea ce permite uniți-

carca tehnicilor de modelare și generalizarea algoritmilor de rezolvare a modelelor. Decompozabilitatea sistemelor pneumatice deschide perspectiva modularizării programelor de analiză asistată de calculator. Construirea bibliotecii de algoritmi și programe a sistemului SIPASAP debutează în capitolul 5 prin modelarea componentelor de bază: disipative (rezistențe), acumulatoare de fluid (camere), de transmisie a semnalelor pneumatice (linii), convertoare pneumo-mecanice. Ultimul capitol prezintă analiza asistată de calculator a principalelor blocuri funcționale: divizoare de presiune, amplificatoare din clasele A, B, C, D și servomotoare cu simplă și dublă acțiune.

Asamblarea subprogramelor, elaborate pentru blocurile funcționale, în cadrul Sistemului de Proiectare Asistată pentru Sisteme de Automatizare Pneumatică (SIPASAP), utilizarea unei baze de date, exploatarea facilităților grafice pentru proiectarea suportului mecanic al circuitelor pneumatice, precum și simulatorul software destinat acordării reguletoarelor pneumatice formează obiectul unei viitoare lucrări.

Dezvoltarea unei puternice industrii producătoare de echipamente de automatizare pneumatice, având reprezentanți mai vechi de reputație și competitivitate recunoscute — IEPAM-Bîrlad, și mai noi, I. M. Bistrița și I.T.R.D. Pașcani, justifică eforturile de autodepășire atât în privința tehnologiilor de fabricație, cât și a tehnologiilor de proiectare. În raportul la Congresul al XIII-lea, tovarășul Nicolae Ceaușescu sublinia: „Un obiectiv principal al cincinalului 1986—1990 îl constituie creșterea productivității muncii pe baza organizării mai bune a producției și a muncii, precum și a automatizării, cibernetizării și robotizării producției”. Prin această prismă lucrarea vizează o automatizare a proiectării în domeniul pneumoautomaticii și se adresează inginerilor mecanici, tehnologi, automatiști, precum și studenților politehniști care urmează să fie promotorii cuceririlor noii revoluții industriale.

Volumul subsumează o activitate de cercetare de două decenii desfășurate în cadrul unei veritabile școli de sisteme pneumatice, fluidice și hidraulice, din Institutul Politehnic București, facultatea de Automatică, înființate și animate de regretatul profesor dr. ing. Simion Florea, a cărui dispariție fulgerătoare l-a privat de bucuria elaborării acestei lucrări.

Autorii țin să mulțumească profesorului dr. ing. Ion Dumitrache pentru sugestiile pline de profunzime, ca vechi și reputat specialist și în sisteme cu fluid, profesorului dr. ing. Vlad Ionescu pentru influența exercitată în direcția abordării sistemice a pneumoautomaticii și tovarășului inginer Dan Cosmin pentru lecturarea de înaltă profesionalitate a materialului aflat în manuscris.

Mulțumiri deosebite se cuvin Editurii Tehnice, prin a cărei bunăvoință a fost posibilă apariția prezentei lucrări.

Contribuția autorilor la elaborarea prezentei lucrări este următoarea: A. M. Stănescu cap. (1, cap. 4, §5.2, §5.3, cap. 6), V. Gh. Banu (§1.1, cap. 3, § 5.1, § 5.2), M. Atodiroaei (algoritmi și programe), V. Găburici (cap. 2).

AUTORII

CUPRINS

Capitolul 1

Stadiul actual și perspectivele automatizărilor pneumatice	11
1.1. Locul și rolul automatizărilor pneumatice	12
1.2. Direcții de dezvoltare și cercetare	16
1.3. Obiective ale proiectării asistate de calculator în pneumatică	18
Bibliografie	24

Capitolul 2

Elemente și sisteme analogice pneumatice	25
2.1. Introducere	25
2.2. Amplificatoare ajutoraj-clapetă	25
2.2.1. Comportarea în regim staționar	26
2.2.2. Comportarea în regim dinamic	28
2.2.3. Amplificatoare ajutoraj-clapetă cu ejector	28
2.2.4. Alte structuri de amplificatoare ajutoraj-clapetă	29
2.2.5. Amplificator ajutoraj-clapetă în montaj diferențial	30
2.3. Amplificatoare de putere	31
2.3.1. Amplificatoare de putere cu consum continuu	31
2.3.2. Amplificatoare de putere cu consum intermitent	34
2.3.3. Alte tipuri de amplificatoare de putere	35
2.4. Comparatoare pneumatice	37
2.5. Traductoare pneumatice	38
2.6. Reglatoare pneumatice	43
2.6.1. Regulator pneumatic cu burdufuri în cruce	44
2.6.2. Regulator pneumatic cu burdufuri în linie	50
2.6.3. Reglatoare pneumatice cu membrane	52
2.6.4. Reglatoare pneumatice cu structură variabilă	55
2.7. Elemente de execuție pneumatice	59
2.7.1. Elemente de execuție cu membrană și poziționar	59
2.7.2. Elemente de execuție cu piston	63
2.7.2.1. Elementul de execuție cu piston cu simplu efect	63
2.7.2.2. Elementul de execuție cu piston cu dublu efect	64
2.8. Robinete de reglare	70
2.8.1. Curgerea prin robinetele de reglare	71
2.8.2. Caracteristicile statice ale robinetelor de reglare	73
2.8.3. Comportarea dinamică a robinetelor de reglare	74
2.9. Elemente pneumatice de calcul neliniar	75
2.10. Cuplarea aparaturii pneumatice la calculator	78
2.10.1. Convertor electro-pneumatic cu impulsuri	79
2.10.2. Convertor pneumo-electric	80
2.10.2. Multiplexoare pneumatice	82
2.11. Concluzii	82
Bibliografie	83

Capitolul 3

Elemente și sisteme logice pneumatice	84
3.1. Introducere în logica pneumatică	84
3.1.1. Structura sistemelor logice pneumatice	85
3.1.2. Circuite logice combinatoriale și secvențiale	87
3.1.2.1. Circuite combinatoriale	87
3.1.2.2. Circuite secvențiale	88

3.1.3. Noțiuni de algebră booleană	90
3.1.3.1. Postulatele și legile algebrei booleene	90
3.1.3.2. Funcții logice de două variabile (elementare)	91
3.1.3.3. Reprezentarea funcțiilor logice	94
3.1.3.4. Forme canonice ale funcțiilor logice	98
3.1.3.5. Minimizarea funcțiilor logice	101
3.1.4. Componenta sistemelor logice pneumatice	104
3.2. Elemente de intrare, amplificare și transformare a semnalelor pneumatice	107
3.2.1. Elemente de intrare	107
3.2.1.1. Elemente de intrare de tip M-P	107
3.2.1.2. Convertoare analogic-digitale (CAD)	116
3.2.1.3. Convertoare electropneumatice (CEP)	118
3.2.1.4. Senzori pneumatice pentru alte mărimi fizice	120
3.2.2. Amplificatoare pneumatice discrete	120
3.2.2.1. Amplificatoare cu comandă directă	120
3.2.2.2. Amplificatoare pilotate	121
3.2.2.3. Amplificatoare pilotate hibride	123
3.2.3. Relee de timp pneumatice	124
3.2.3.1. Temporizatoare pneumatice	124
3.2.3.2. Generatoare de impulsuri pneumatice	128
3.2.4. Convertoare pneumoelectrice (CPE)	130
3.2.5. Elemente de vizualizare și avertizare	131
3.3. Dispozitive de programare pneumatice	132
3.3.1. Programatoare cu came sau cu bile	134
3.3.2. Programatoare cu disc, cartelă sau bandă perforată	137
3.3.3. Programatoare cu selector	139
3.3.4. Matrici de programare	141
3.4. Elemente și blocuri logice pneumatice	142
3.4.1. Clasificarea elementelor logice	143
3.4.2. Elemente logice fără piese mobile (fluidice)	144
3.4.3. Elemente logice cu piese mobile	152
3.4.3.1. Elemente logice de presiune medie	155
3.4.3.2. Elemente logice de presiune înaltă	159
3.4.4. Blocuri logice pneumatice	162
3.4.4.1. Codificatoare și decodificatoare	162
3.4.4.2. Numărătoare binare	164
3.4.4.3. Registru de deplasare	166
<i>Bibliografie</i>	168
Metodologie de proiectare asistată de calculator a sistemelor automate pneumatice	169
4.1. Particularizarea conceptului de sistem dinamic în pneumatică	170
4.1.1. Componentele rețelelor pneumatice elementare	172
4.1.2. Conceptul de sistem dinamic pneumatic	179
4.1.3. Descompunerea sistemelor pneumatice	188
4.2. Formularea problemelor proiectării asistate a sistemelor automate pneumatice	193
4.2.1. Problema comenzii automate	193
4.2.2. Problema reglării automate	195
4.3. Construcția modelelor analitice	201
4.3.1. Simplificarea modelelor de curgere	202
4.3.2. Particularizarea legilor de conservare pentru sistemele pneumatice	206
4.4. Analiza topologică a circuitelor pneumatice elementare	215
4.4.1. Analiza CPE pe baza ecuațiilor diferențiale	217
4.4.2. Analiza topologică pe baza grafurilor de semnal	221
4.4.3. Analiza topologică pe baza grafurilor procedurale	226
<i>Bibliografie</i>	229

Calculul componentelor de bază ale echipamentelor pneumatice....	231
5.1. Rezistențe pneumatice	232
5.1.1. Noțiuni introductive.....	232
5.1.2. Rezistențe turbulente (locale)	235
5.1.2.1. Curgerea adiabată în ajutaje ideale	235
5.1.2.2. Calculul debitului masic prin rezistențe penuma-	
tice turbulente	239
5.1.2.3. Relații aproximative pentru calculul debitului	
masic	246
5.1.2.4. Determinarea coeficientului de debit	247
5.1.2.5. Liniarizarea caracteristicii de debit	252
5.1.2.6. Subprogramul de calcul DMRT	253
5.1.3. Rezistențe laminare (distribuite)	256
5.1.3.1. Condițiile pentru existența regimului laminar de	
curgere	258
5.1.3.2. Calculul debitului masic prin rezistențele pneu-	
matice laminare	259
5.1.3.3. Analiza factorilor de neliniaritate	260
5.1.3.4. Subprogramul de calcul DMRL	263
5.2. Camere pneumatice	268
5.2.1. Noțiuni introductive.....	268
5.2.2. Camere intermediare conectate prin rezistențe turbulente	
5.2.3. Liniarizarea modelelor de încărcare/descărcare ale came-	
relor intermediare prin rezistențe turbulente	276
5.2.4. Subprogramul de calcul al acumulării în camere interme-	
diare ACIRT/N, ACIRT/L	282
5.2.5. Variante ale programelor ACIRT/N, ACIRT/L	290
5.2.6. Camere terminale conectate prin rezistențe turbulente	
sau laminare	294
5.2.7. Liniarizarea modelului camerei terminale	296
5.2.8. Subprogramul de calcul al acumulării în camere termi-	
nale ACTRT	299
5.3. Linii pneumatice de transmisie	303
5.3.1. Noțiuni introductive.....	303
5.3.2. Modelarea liniilor pneumatice	308
5.3.2.1. Modelul liniei fără pierderi (ideală).....	310
5.3.2.2. Modelul liniei cu frecare viscoasă	311
5.3.2.3. Modelul disipativ	312
5.3.3. Calculul liniilor de transmisie	314
5.3.4. Analiza asistată de calculator a liniilor de semnal ..	
324	
5.4. Elemente elastice	328
5.4.1. Generalități	328
5.4.2. Arcuri lamelare drepte și preformate	332
5.4.3. Arcuri bară de torsiune și elicoidale	334
5.4.4. Membrane	338
5.4.4.1. Suprafața efectivă și suprafața utilă	338
5.4.4.2. Membrane metalice	341
5.4.4.3. Subprogramul de calcul KSMO	345
5.4.4.4. Membrane nemetalice	350
5.4.4.5. Subprogramul de calcul SPMP	358
5.4.5. Tuburi ondulate	360
5.4.5.1. Relații de calcul	361
5.4.5.2. Subprogramul de calcul KSFS	364
5.4.6. Structuri de elemente elastice	367
5.5. Concluzii.....	369
Bibliografie	370

Analiza asistată de calculator a blocurilor funcționale pneumatice	372
6.1. Analiza și proiectarea divizoarelor pneumatice	373
6.1.1. Divizor simplu	373
6.1.2. Divizor multiplu	376
6.1.3. Divizoare în T și în Π	379
6.2. Amplificatoare pneumatice	380
6.2.1. Clasificarea amplificatoarelor pneumatice	380
6.2.2. Calculul ariei de trecere	383
6.2.3. Calculul forțelor aerodinamice exercitate asupra obtura- toarelor	385
6.2.4. Analiza și proiectarea amplificatoarelor pneumatice	387
6.2.4.1. Amplificatoare clasă A	388
6.2.4.2. Amplificatoare clasă B	395
6.2.4.3. Amplificatoare clasă C	407
6.3. Servomotoare pneumatice	410
6.3.1. Modelarea sarcinilor servomotoarelor pneumatice	414
6.3.1.1. Arcurile pneumatice	415
6.3.1.2. Amortizoarele pneumatice	419
6.3.2. Amplificatoare clasă D	427
6.3.3. Servomotor cu simplu efect	430
6.3.4. Servomotor cu dublu efect	437
6.3.5. Servomotor rotativ cu deplasare pozitivă	444
Bibliografie	448

Stadiul actual și perspectivele automatizărilor pneumatice

Automatizarea complexă și flexibilă reprezintă astăzi un deziderat major al oricărei industrii moderne, competitive tehnologic pe plan mondial.

Creșterea performanțelor instalațiilor tehnologice care se cer automatizate, pe de o parte, ridicarea criteriilor de eficiență și productivitate la cote tot mai înalte, pe de altă parte, impun echipamentelor de automatizare noi cerințe privind:

- sporirea fiabilității și preciziei de funcționare;
- îmbunătățirea comportării dinamice;
- reducerea consumurilor de energie și de materiale;
- miniaturizarea și modularizarea componentelor și aparatelor;
- simplificarea operațiilor de montare, întreținere și depanare;
- tipizarea interfețelor și consolelor operator.

Un rol important în îndeplinirea cerințelor enumerate mai sus revine *proiectării*. Prin perfecționarea continuă a metodologiilor și, în special, prin introducerea *proiectării asistate de calculator*, se realizează o reducere considerabilă a timpului consumat pe produs, se ușurează analiza diferitelor variante constructive în vederea stabilirii variantei optime și, prin simulare numerică, se elimină unele testări experimentale, dificile și costisitoare, din faza de predimensionare.

Un aport decisiv în perfecționarea echipamentelor de automatizare îl are astăzi *microelectronica*. Penetrația masivă a sistemelor de conducere microelectronice, de la microcalculatoare monoprosesor la configurații multiprosesor și sisteme ierarhizate, a determinat, în mod firesc, un salt calitativ în evoluția echipamentelor și sistemelor de automatizare. Mărirea puterii de calcul instalate pe procesul condus și utilizarea unor noi strategii de conducere, bazate pe metode de identificare complexe și pe algoritmi neconvenționali, permit abordarea unor domenii noi de aplicații, de dificultate sporită. Totodată, componentele microelectronice transferă produselor în care sînt încorporate caracteristicile lor specifice: grad înalt de miniaturizare și modularizare, fiabilitate ridicată, viteză de răspuns mare, cost scăzut.

În acest context, în care impactul microelectronicii devine tot mai puternic, tehnologiile de automatizare neelectrice (*pneumatică, hidraulică, mecanică*) capătă valențe specifice. Soluția optimă, din punct de vedere funcțional și tehnico-economic, se stabilește printr-o analiză de sistem atentă,

capabilă să evidențieze avantajele și dezavantajele pe care fiecare dintre aceste tehnologii de automatizare le oferă pentru procesul dat. În marea majoritate a cazurilor, tehnologiile electrice și neelectrice nu numai că nu se exclud reciproc, ci se completează în mod armonios, conferind sistemului performanțe superioare.

1.1. Locul și rolul automatizărilor pneumatice

Dacă în domeniul conducerii proceselor, în special când volumul de date prelucrate este relativ mare, competiția dintre echipamentele electronice de calcul și cele pneumatice sau fluidice a fost definitiv tranșată în favoarea primelor, echipamentele pneumatice dețin și vor deține poziții importante în domeniul *acționărilor*, în cel al *senzorilor*, precum și în prelucrarea primară, analogică și discretă, a semnalelor neelectrice (fig. 1.1).

Un alt domeniu de aplicații, având unele interferențe cu cel al senzorilor, îl reprezintă măsurarea pneumatică a dimensiunilor geometrice cu aparate de control activ sau pasiv.

● **Acționarea pneumatică.** Constituie unul dintre mijloacele cele mai eficiente de mecanizare și automatizare primară a instalațiilor și mașinilor din cele mai diverse ramuri ale industriei. Utilizarea acționării pneumatice a fost legată în special de fiabilitatea ei intrinsecă în mediile de lucru cu pericol de explozie. Marea majoritate a sistemelor de acționare pneumatică au funcționare discretă. Servosistemele continue pneumatice sînt destinate în principal poziționării organelor de reglare cu ventil sau cu clapetă.

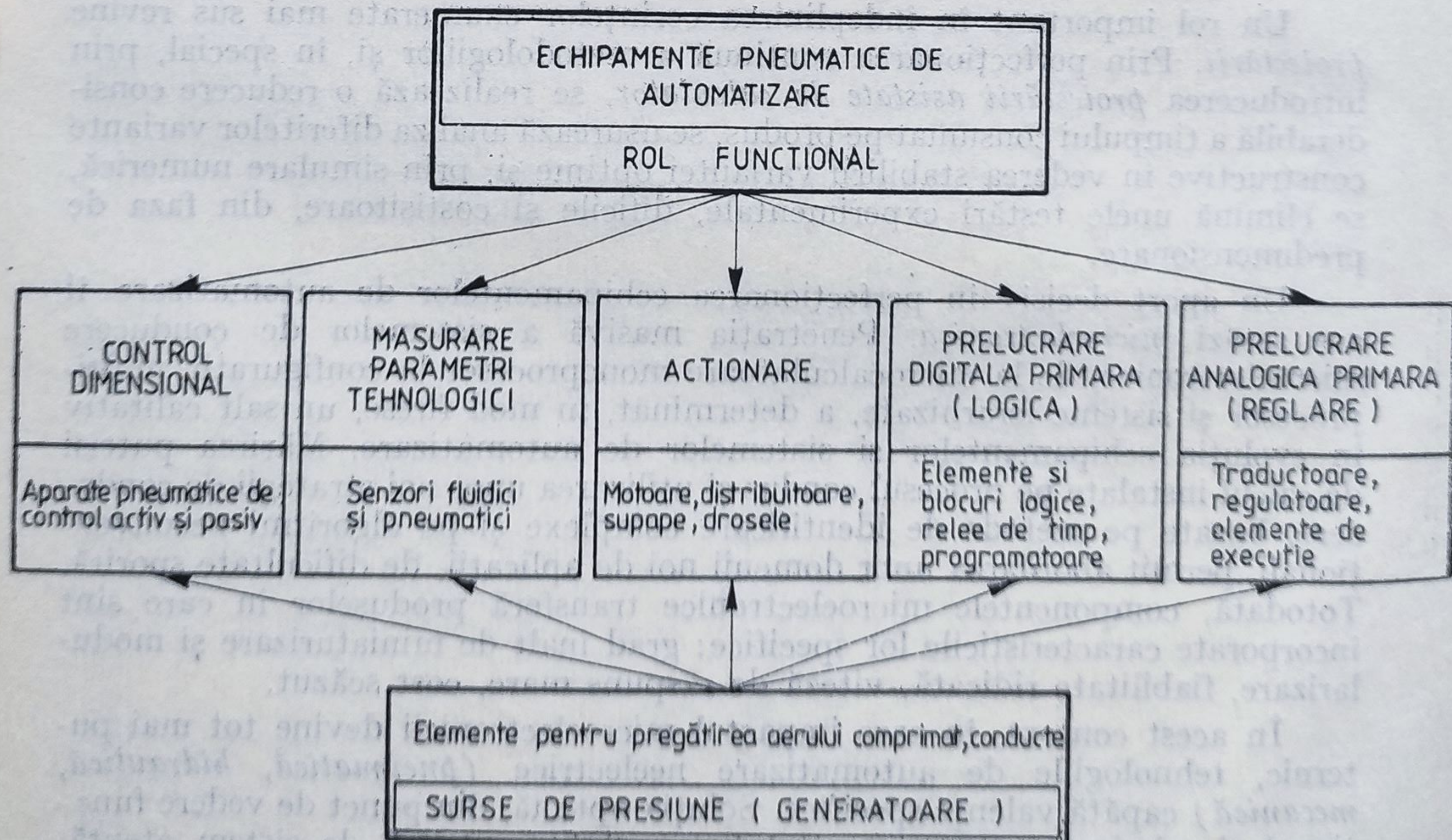


Fig. 1.1. Funcțiile principale îndeplinite de echipamentele pneumatice de automatizare.

În ultimul deceniu, dezvoltarea roboticii industriale a oferit un nou cîmp de aplicație pentru motoarele pneumatice, liniare și rotative, cu funcționare discretă sau pas cu pas. Roboții manipulatori de generație 0 („pick-and-place”), cu secvență fixă sau variabilă, folosesc în construcția lor acționări pneumatice [1.1]. Ei manipulează sarcini medii (10—15 daN) cu viteze relativ mari (1,5—2 m/s). Ponderea acestei clase de roboți simpli, dar foarte eficienți, în parcul aplicațiilor industriale este relativ ridicată (aproximativ 40%).

Avantajele acționărilor pneumatice, în comparație cu alte tipuri de acționări, datorate, în special, proprietăților mediului de lucru și caracteristicilor constructiv-funcționale ale motoarelor liniare și rotative sînt:

- rapoarte greutate-forță sau greutate-moment relativ reduse, obținute atît prin micșorarea gabaritului, cît și prin utilizarea de materiale ușoare;
- posibilitatea de supraîncărcare pînă la oprire completă, fără pericol de avarii;
- posibilitatea de modificare a parametrilor funcționali (viteză, forță, moment, turație etc.) în limite largi, cu mijloace relativ simple;
- viteze și respectiv turații mari, care permit micșorarea duratei efectuării curselor și creșterea productivității.

Dezavantajele acționărilor pneumatice sînt legate de randamentul energetic relativ scăzut, de imposibilitatea poziționării precise în poziții intermediare (datorită compresibilității aerului) și de zgomotul relativ puternic produs prin destinderea bruscă a aerului comprimat.

Dintre ramurile și aplicațiile în care acționările pneumatice și-au găsit o largă utilizare, cu perspective de extindere, mai importante sînt următoarele:

— în industria construcțiilor de mașini, în general, și în cea de mecanică fină, în special, pentru acționarea dispozitivelor de strîngere, poziționare, indexare și alimentare cu piese, pentru deplasarea diferitelor elemente de reglaj sau scule, pentru mecanizarea și automatizarea operațiilor de montaj și control etc.;

— în industriile chimică și petrochimică, pentru acționarea organelor de reglare, a ventilelor, supapelor etc.;

— în industria prelucrării lemnului, pentru acționarea diferitelor scule de mîna (de găurit, de înșurubat, de polizat), a preselor și a altor utilaje specifice;

— în industriile ușoară, alimentară, farmaceutică și de produse cosmetice, pentru acționarea diferitelor mașini și instalații de umplere, îmbuteliere, ambalare, sortare etc.

Lista aplicațiilor poate fi continuată. Cu toate acestea, examinînd modul în care s-au răspîndit acționările pneumatice, se constată că posibilitățile și avantajele pe care le prezintă nu au fost exploatate pe deplin. Se întîlnesc încă multe acționări mecanice greoaie, cu mecanisme și transmisii complicate, care necesită o execuție precisă și o întreținere pretențioasă.

• **Reglarea automată pneumatică.** Este utilizată pentru diferiți parametri tehnologici (presiune, debit, temperatură, nivel) în instalațiile automatizate din industriile chimică, petrochimică, termoelectrică, ușoară, alimentară etc. și se rezolvă optim prin utilizarea *aparaturii pneumatice analogice*. Aceste aparate, montate local sau pe panou, se caracterizează printr-o fiabilitate ridicată în condiții severe de mediu industrial (temperaturi foarte înalte

sau foarte joase, radiații, praf, umezeală, atmosferă corosivă etc.) și prin satisfacerea completă a specificațiilor de precizie și dinamică cerute de clasa proceselor lente.

Evoluția aparatelor analogice a fost marcată de perioade de avânt și perioade de stagnare. Astfel, după ce în 1932 firma Taylor a introdus reacția negativă în regulatoarele pneumatice bipoziționale, pentru reducerea oscilațiilor și mărirea benzii de proporționalitate, în următorii ani asistăm la o perfecționare continuă a acestor regulatoare. În construcția lor sînt introduse succesiv blocuri integratoare și derivative, care permit rejectarea erorii în regim staționar la intrare treaptă și respectiv creșterea vitezei de reacție a sistemului automat.

Urmează o lungă perioadă de stagnare (1940—1960), punctată doar de perfecționarea tehnologiilor de fabricație, conducînd la micșorarea gabaritelor și reducerea consumului de aer comprimat.

Un reviriment neașteptat a avut loc în deceniul șapte prin apariția elementelor fără piese mobile și dezvoltarea pe această bază a *fluidicii*. Școala românească de fluidică, deosebit de activă, a rezolvat cu succes problemele complexe legate de realizarea amplificatoarelor proporționale [1.2], a elementelor logice [1.3], [1.4], a regulatoarelor fluidice [1.5] etc. Deceniul opt va marca însă stoparea cercetărilor în domeniul fluidicii, odată cu dezvoltarea intensivă a micro-procesoarelor.

Considerată, în mod superficial, drept o tehnologie de automatizare limitată, reglarea pneumatică acoperă procentual o arie de răspîndire considerabilă. Potrivit unui sondaj efectuat în 1978 [1.6], aproximativ 50 % din totalul aparaturii analogice de automatizare era pneumatică, iar în ultimii 8 ani procentul a scăzut cu numai 2 %—4 %.

● **Prelucrarea digitală a semnalelor pneumatice.** Se realizează cu ajutorul elementelor și blocurilor logice pneumatice (cu piese mobile) sau fluidice (fără piese mobile) și s-a dezvoltat din necesitatea de a realiza sisteme integral pneumatice, care să încorporeze atît partea de forță (acționare), cît și partea de prelucrare primară a informației (comandă).

Omogenizarea sistemului din punct de vedere energetic prezintă o serie de avantaje importante: siguranță sporită în funcționare în condiții grele de mediu, fiabilitate ridicată, număr mai redus de componente prin eliminarea elementelor de interfață.

Prin miniaturizare, modularizare și integrare, elementele logice pneumatice și fluidice au devenit tot mai competitive. În prezent aceste elemente sînt capabile să implementeze toate funcțiile logice care pot fi realizate cu elemente electrice convenționale, de multe ori la un cost mai scăzut. În plus, aceste elemente au un nivel energetic mai ridicat (fig. 1.2), putînd comanda direct elementele de distribuție sau chiar motoarele de mici dimensiuni. Deficiențele lor sînt legate de timpul de răspuns mai mare (10^{-3} ... 10^{-1} s), care le limitează viteza de prelucrare.

Particularitățile constructive și funcționale și răspîndirea tot mai largă a acestor elemente au determinat ca acest domeniu să fie definit în mod curent prin termenul de *logică pneumatică*.

Aplicațiile elementelor logice acoperă, în general, aceleași domenii ca și acționările pneumatice, ele completîndu-se reciproc. În plus, elementele logice, în special cele fluidice, sînt frecvent utilizate în medicină, biologie sau aeronautică.

● **Măsurarea pneumatică a parametrilor tehnologici.** Se realizează cu ajutorul *senzorilor fluidici*, funcționînd pe baza diferitelor principii din mecanica fluidelor: efectul Coandă, interacțiunea jeturilor, camera vortex, camera de trecere etc. (v. § 3.2.1).

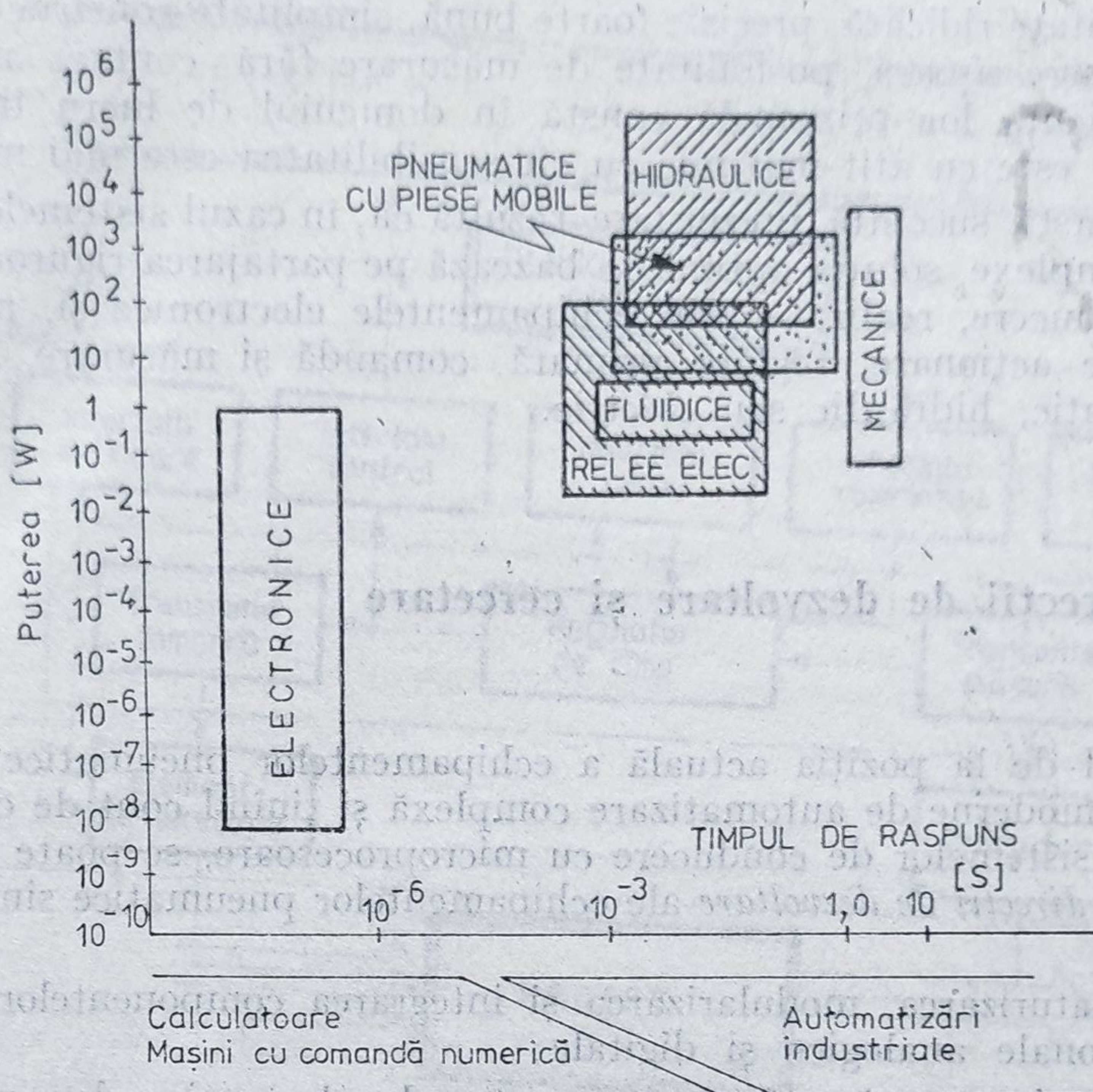


Fig. 1.2. Comparație între diferitele tipuri de elemente logice.

Acești senzori furnizează semnalele de intrare analogice sau discrete. Calitățile lor esențiale sînt definite prin sensibilitatea ridicată, posibilitatea de măsurare fără contact mecanic, insensibilitatea la condițiile grele de mediu, dimensiunile de gabarit extrem de reduse. Aceste calități fac ca în anumite aplicații sau în anumite medii de lucru (temperaturi foarte înalte, atmosfere explozive, praf, umiditate, radiații etc.) senzorii fluidici să fie practic de neînlocuit. Deficiența lor principală constă în viteza de propagare redusă a semnalelor pneumatice, limitată la viteza sunetului.

Dacă distanța de la punctul de măsurare la locul de prelucrare este relativ mare (de ordinul zecilor sau sutelor de metri), senzorii fluidici pot fi combinați cu convertoare pneumoelectrice. Conversia semnalelor pneumatice în semnale electrice se utilizează și atunci cînd volumul de date de prelucrat este relativ mare.

Dezvoltarea pneumoacusticii [1.7], precum și utilizarea noilor tipuri de convertoare piezoceramice [1.8], proiectează o perspectivă fertilă utilizării senzorilor pneumatici și fluidici în automatizarea proceselor industriale.

● **Măsurarea pneumatică a dimensiunilor geometrice (controlul dimensional).** S-a dezvoltat ca o direcție distinctă, cu aplicații numeroase în special în domeniul construcțiilor de mașini. Există o mare varietate de aparate pneumatice, bazate pe *măsurarea presiunii* (principiul divizorului de presiune) sau *măsurarea debitului* de aer, pentru controlul activ și pasiv al arborilor și alezajelor, abaterilor de formă și de poziție, grosimii benzilor metalice și nemetalice, rugozității suprafețelor etc. Aceste aparate se caracterizează

prin sensibilitate ridicată, precizie foarte bună, simplitate constructivă, robustețe, întreținere ușoară, posibilitate de măsurare fără contact mecanic cu piesa. Deficiența lor principală constă în domeniul de lucru limitat (sub 1 mm), care este cu atât mai mic cu cât sensibilitatea este mai mare.

Din această succintă prezentare rezultă că, în cazul sistemelor de automatizare complexe, soluția optimă se bazează pe partajarea riguroasă a funcțiilor de conducere, realizate prin echipamentele electronice și, respectiv, a funcțiilor de acționare, reglare primară, comandă și măsurare, implementate pneumatic, hidraulic sau electric.

1.2. Direcții de dezvoltare și cercetare

Pornind de la poziția actuală a echipamentelor pneumatice în cadrul mijloacelor moderne de automatizare complexă și ținând cont de dezvoltarea intensivă a sistemelor de conducere cu microprocesoare, se poate aprecia că *principalele direcții de dezvoltare* ale echipamentelor pneumatice sînt orientate către:

- miniaturizarea, modularizarea și integrarea componentelor și blocurilor funcționale analogice și digitale;
- perfecționarea interfețelor cu sistemele electronice de conducere a proceselor;
- asimilarea de noi echipamente bazate pe principii din domeniul fluidicii;
- îmbunătățirea performanțelor funcționale încă din faza de proiectare prin utilizarea facilităților oferite de proiectarea asistată de calculator;
- lărgirea ariei de aplicații în domenii speciale (energetică nucleară, bioinginerie etc.).

Realizarea de componente și echipamente pneumatice de mici dimensiuni, modularizate sau integrate, este favorizată atât de viscozitatea redusă a mediului de lucru, care face posibilă utilizarea unor diametre nominale mici, cât și de materialele și tehnologiile folosite în realizarea acestor elemente.

Prin *miniaturizare și integrare* se obține reducerea gabaritului și greutateii, micșorarea consumurilor de materiale, a consumului de aer comprimat și implicit a cheltuielilor de execuție și exploatare.

■ *Perfecționarea interfețelor* cu sistemele electronice se realizează prin:

- utilizarea de noi materiale (piezoceramice) pentru fabricarea convertoarelor pneumoelectrice și electropneumatice și a transmițerelor cu înalte performanțe;
- înglobarea interfețelor „inteligente” cu microprocesor în construcția traductoarelor, elementelor de execuție și reglatoarelor pneumatice locale, capabile să preia funcții suplimentare de autodiagnoză și liniarizare;
- îmbunătățirea soluțiilor de protecție antiexplozivă.

Prin implementarea funcțiilor speciale de interfață la nivelul „buclelor” de reglare locală, convenționale, se pot realiza *structuri de conducere cu calcu-*

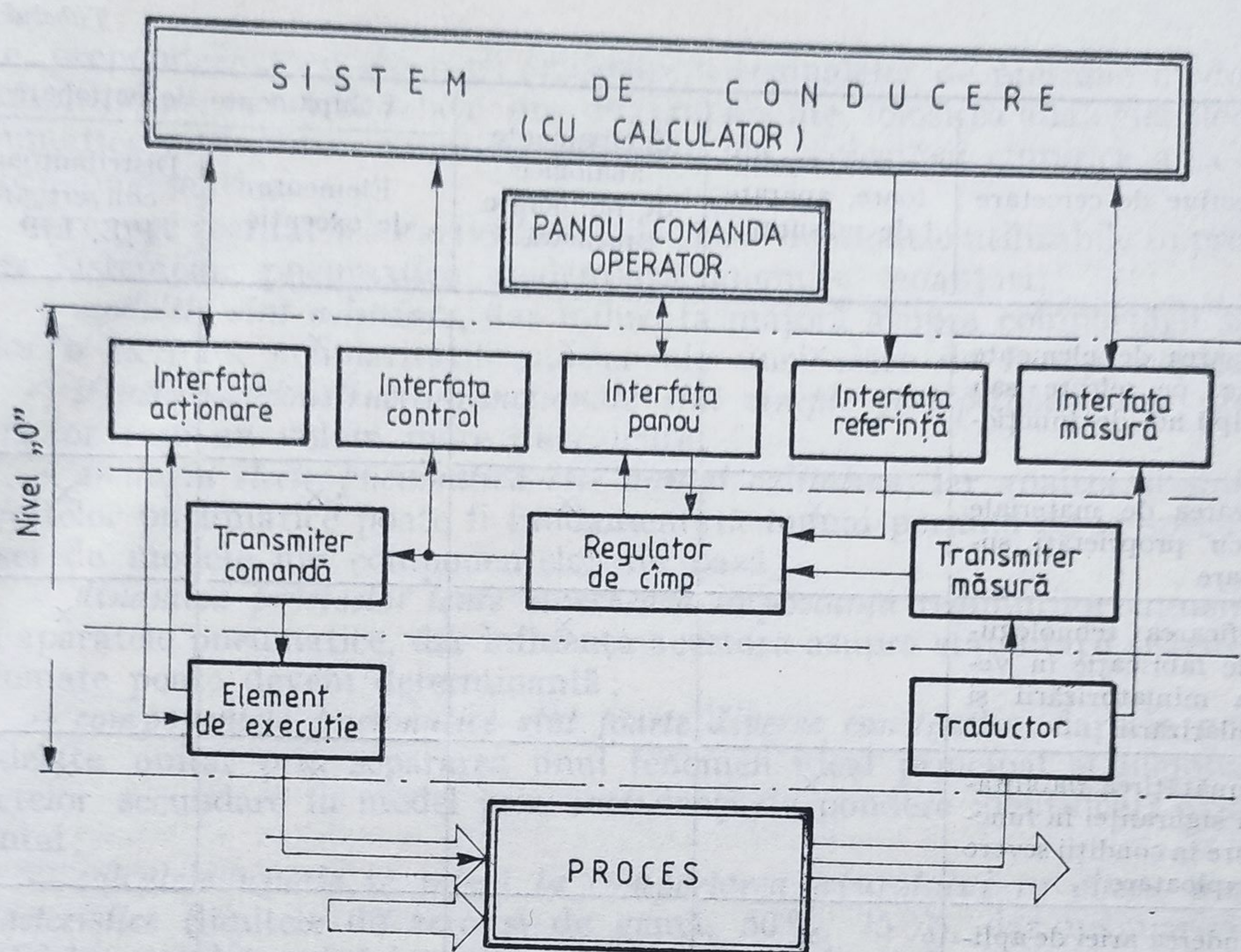


Fig. 1.3. Poziționarea echipamentelor pneumatice de reglare automată în cadrul sistemelor de conducere a proceselor industriale.

latură a proceselor industriale, ierarhizate pe nivele de automatizare, conform structurii prezentate în fig. 1.3. Într-o astfel de arhitectură de conducere, echipamentele pneumatice ocupă nivelul 0. De asemenea, conducerea directă cu calculatorul se manifestă ca o tendință modernă și în cazul sistemelor de acționare pneumatice, ca de exemplu: acționările cu motoare pneumatice pas cu pas [1.9], acționarea poziționerelor electropneumatice, acționarea roboților-manipulatori industriali etc.

Prin realizarea de noi elemente și echipamente se urmărește în mod deosebit extinderea gamei de senzori specializați, precum și asimilarea unor organe de reglare a debitului fără piese mobile [1.10]. După cum s-a menționat, parametri tehnologici neelectrici (presiune, debit, temperatură, nivel etc.) se măsoară în mod curent cu senzori pneumatice primari. Semnalele pneumatice obținute la ieșirea acestor senzori pot fi prelucrate local sau, după transformarea lor în semnale electrice, transmise la distanță și prelucrate electronic. În ultimii ani se observă tendința de înglobare în corpul traductorului a circuitelor electronice, capabile să prelucereze local semnalele secundare.

O atenție specială se acordă senzorilor pneumatice și pneumoacustici de prezență și proximitate utilizați în robotica industrială pentru recunoașterea formelor și evitarea obstacolelor.

Pornind de la direcțiile de dezvoltare menționate, în tabelul 1.1 sînt prezentate sintetic cele mai importante obiective care stau în fața cercetării în domeniul automatizărilor pneumatice.

Tabelul 1.1

Obiective de cercetare	Senzori, traducatoare, aparate de măsurat	Echipamente analogice de prelucrare primară	Echipamente de acționare	
			Elemente de execuție	Distribuitoare, convertoare P/E, E/P
Realizarea de elemente bazate pe efecte sau principii noi de funcționare	×	×	×	×
Utilizarea de materiale noi, cu proprietăți superioare	×	×	×	×
Modificarea tehnologiilor de fabricație în vederea miniaturizării și modularizării		×		×
Îmbunătățirea fiabilității și siguranței în funcționare în condiții severe de exploatare	×		×	×
Extinderea ariei de aplicații în robotica industrială, energetică nucleară, etc.	×		×	×
Reducerea consumului de energie	×	×		×
Perfecționarea metodelor de proiectare în vederea optimizării structurale și îmbunătățirii performanțelor statice și dinamice	×	×	×	×

1.3. Obiective ale proiectării asistate de calculator în pneumatică

După cum s-a subliniat, o cale eficientă pentru îmbunătățirea performanțelor echipamentelor pneumatice de automatizare o reprezintă perfecționarea metodelor de proiectare, inclusiv prin utilizarea calculatorului.

Două opinii contradictorii s-au confruntat în decursul ultimelor decenii de evoluție a metodologiilor de proiectare în pneumatică. Conform uneia dintre ele, orice model analitic în pneumatică este profund neliniar și, în consecință, proiectarea trebuie să apeleze la un aparat matematic foarte sofisticat. A doua opinie pornește de la simplitatea constructiv-funcțională a echipamentelor de automatizare pneumatice. Absența „capacităților” pneumatice

serie, preponderanța prelucrării analogice a semnalelor de presiune modulate în amplitudine, numărul relativ mic de componente, folosirea analogiei electro-pneumatice ar justifica tehnicile simpliste ale proiectării empirice a „circuitelor” pneumatice.

Care este realitatea? Particularitățile clasei de modele utilizabile în proiectarea sistemelor pneumatice evidențiază anumite nuanțări:

- modelele sînt neliniare, dar influența majoră asupra comportării sistemelor o exercită neliniaritățile statice ale unei clase de funcții continue;

- structurile constructiv-funcționale sînt simple și tipizabile, dar modelarea lor cere un volum mare de calcule;

- analogia electropneumatică este numai calitativă, iar analiza și sinteza circuitelor pneumatice poate fi fundamentată numai pornind de la specificul clasei de modele ale componentelor de bază;

- dinamica proceselor lente maschează importanța regimurilor tranzitorii din aparatele pneumatice, dar influența acestora asupra stabilității sistemelor automate poate deveni determinantă;

- componentele pneumatice sînt foarte diverse constructiv, dar ele pot fi modelate unitar prin separarea unui fenomen ideal principal și înglobarea efectelor secundare în model prin coeficienți de pondere identificați experimental;

- calculele uzuale se referă la comportarea aparatului în cîteva puncte caracteristice (limitele de zero și de gamă, 50%, 75%), dar neliniaritățile modelelor cer determinări numerice cu rezoluție de 10^{-6} m, pentru întreaga gamă de deplasări a mecanismelor din aparatura pneumatică și în mod firesc, rezoluții de 10^{-3} bar pentru presiunile din circuitele respective;

Utilizarea calculatorului în proiectarea echipamentelor de automatizare pneumatice rezolvă majoritatea contradicțiilor prezentate, date fiind următoarele argumente:

- modelele prelucrate pot fi neliniare;

- efectele liniarizărilor acestor modele pot fi apreciate numeric;

- algoritmi de analiză asistată sînt generali în raport cu diversitatea soluțiilor constructive;

- optimizările parametrice și structurale ale aparatelor pneumatice pot fi simplu implementate.

În rezolvarea problemelor de proiectare asistată de calculator (CAD — Computer Aided Design) a echipamentelor de automatizare pneumatice trebuie coroborați toți factorii care determină o formulare corectă: mecanica fluidelor compresibile, teoria circuitelor pneumatice, teoria sistemelor, tehnicile numerice de simulare (fig. 1.4).

În domeniul automatizărilor pneumatice, utilizarea calculatorului se face în două scopuri:

- pentru alegerea optimă a componentelor și aparatelor pneumatice dintr-o gamă de produse existente;

- pentru proiectarea optimă de noi componente, blocuri funcționale, aparate și sisteme automate pneumatice.

1) Alegerea asistată de calculator a echipamentelor pneumatice se justifică în situațiile în care volumul de date ce se cere prelucrat este foarte mare, iar numărul variantelor ce pot fi utilizate este relativ ridicat. Metodologia de alegere presupune organizarea unei baze de date (exploatăată interactiv),

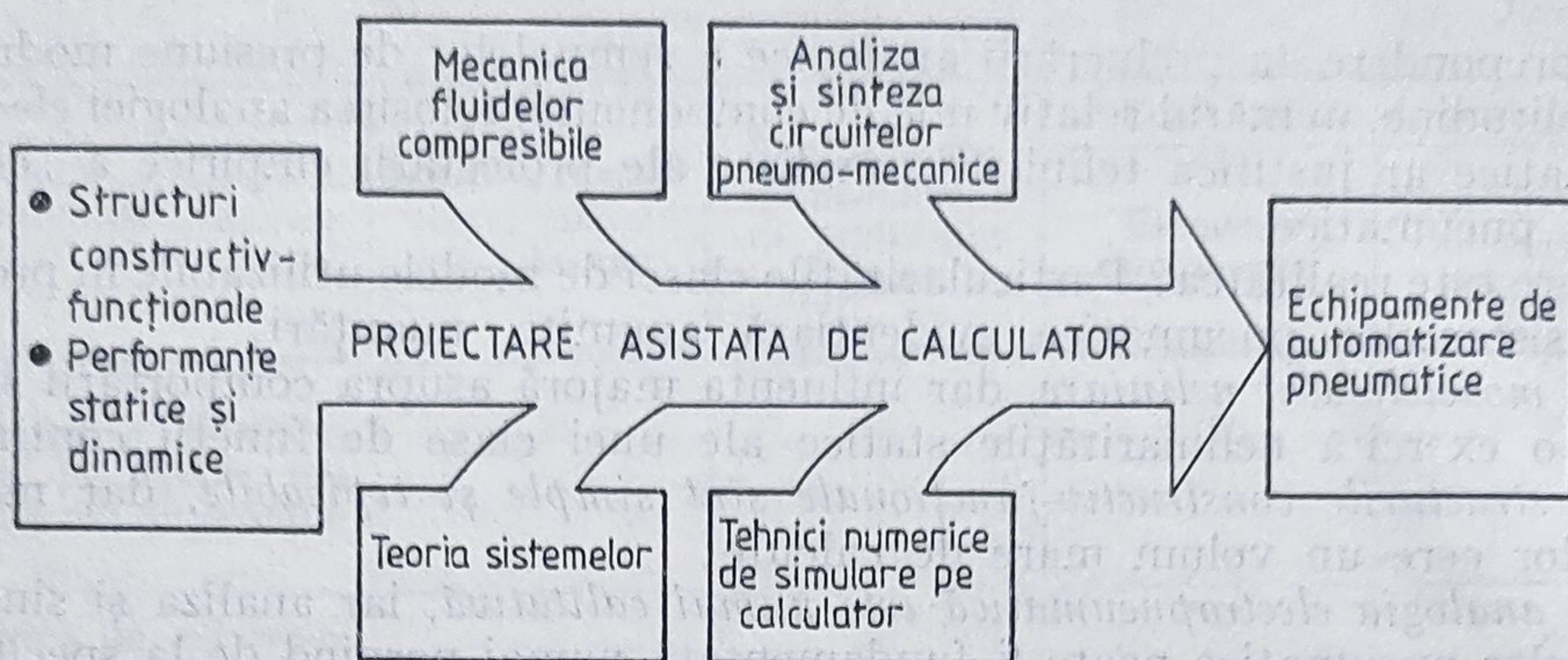


Fig. 1.4. Conexiunea interdisciplinară pentru proiectarea asistată a echipamentelor pneumatice.

care poate fi permanent reactualizată atât în privința datelor memorate, cât și a criteriilor de alegere.

Un exemplu ilustrativ pentru această direcție îl reprezintă alegerea asistată de calculator a organelor tip ventil pentru reglarea automată a proceselor din industria chimică [1.11]. Utilizarea unui program de alegere optimă a ventilelor de reglare economisește un volum important de timp. Proiectantul, printr-un dialog minimal cu sistemul de calcul, poate efectua o operație de rutină fără a cunoaște în detaliu documentația specifică a firmelor producătoare de ventile și nici etapele de calcul particulare.

2) Pentru proiectarea echipamentelor de automatizare pneumatice se recomandă utilizarea unui sistem CAD dedicat, implementat într-un centru de proiectare și exploatat în mod interactiv (fig. 1.5). Spre deosebire de metodele convenționale de proiectare, procesele CAD reclamă formularea analitică a problemelor.

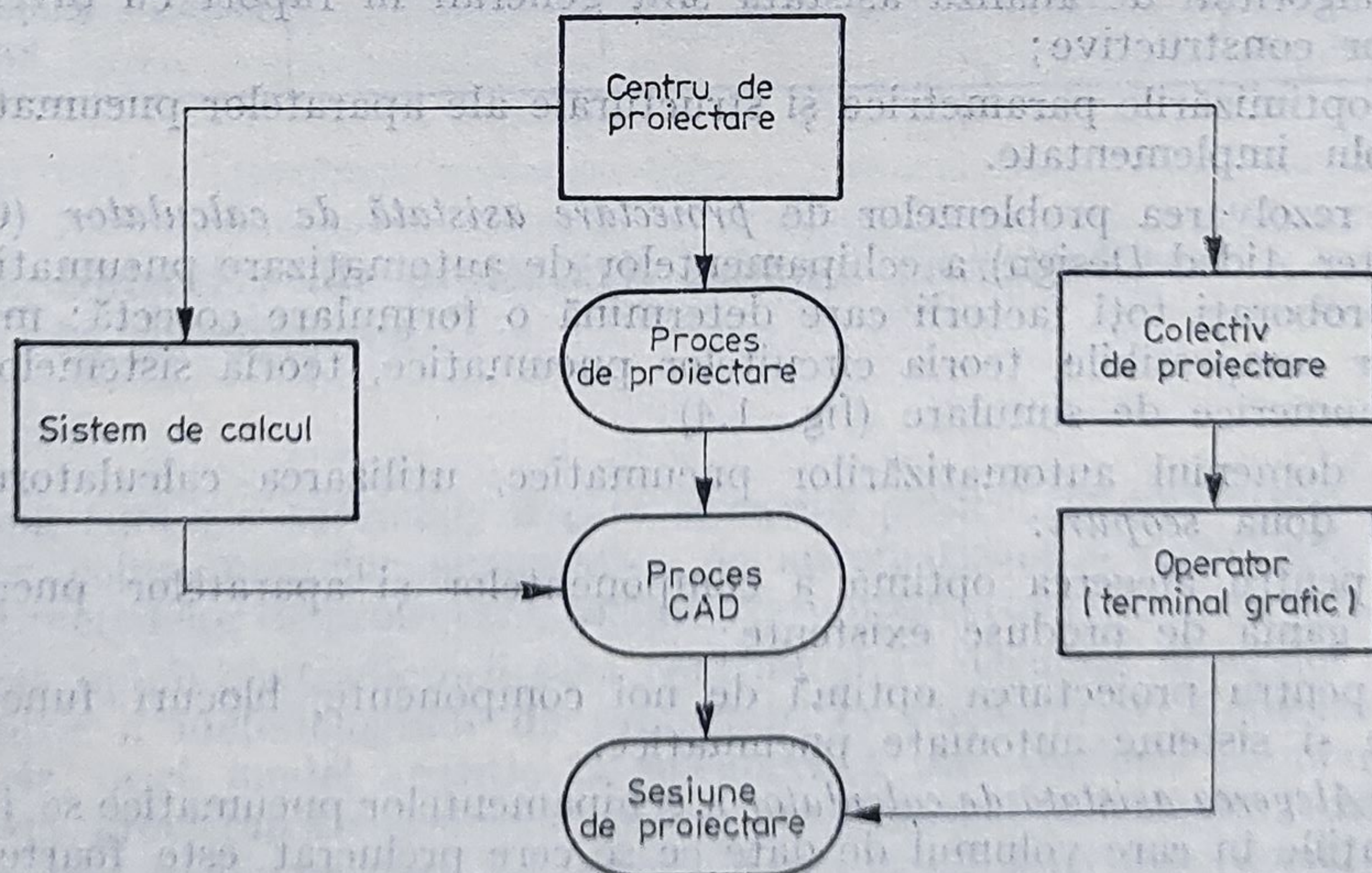


Fig. 1.5. Organizarea activității de proiectare asistată de calculator.

Folosirea calculatorului în proiectare prezintă în stadiul actual unele limitări, legate de:

- imposibilitatea de a „recunoaște” situațiile contradictorii;
- imposibilitatea de a lucra cu „reguli” de proiectare (procesele CAD cer ca procedurile să fie formulate într-o formă algoritmică);
- eficiența scăzută în manevrarea modificărilor de modele.

În concluzie, succesul realizării unui proces CAD pentru echipamentele de automatizare pneumatice depinde de partajarea optimă a sarcinilor de proiectare și de modul de cooperare dintre proiectant și calculator. Astfel, în timp ce proiectantul efectuează operația de *sinteză* (conceperea soluției constructiv-funcționale), calculatorul realizează operațiile de *analiză, simulare și optimizare*.

În general un sistem CAD cuprinde:

- baza de date;
- biblioteca de programe incluzând modele matematice și algoritmi de analiză;
- programe de comunicație între calculator și terminalele grafice sau alte periferice specializate.

În fig. 1.6 este prezentată structura Sistemului de Proiectare Asistată a Sistemelor de Automatizare Pneumatice (SIPASAP), elaborat de autori. Construcția SIPASAP se bazează pe principiul descompunerii sistemelor pneumatice și pe formularea unitară a modelelor matematice sub formă de ecuații de stare neliniare [1.12].

Pentru implementarea simplă a sistemului SIPASAP s-a optat pentru o variantă minimală, utilizabilă pe microcalculatoare din familia M 18 (M 118, M 18 B), Junior Z 80 și CUB (8080 A), programele fiind rulate, sub sistemul de operare CP/M instalat pe aceste calculatoare, în limbaj FORTRAN. Varianta completă va fi instalată pe minicalculatoare din familia CORAL sau INDEPENDENT.

Sistemul SIPASAP are o structură modulară și poate fi dezvoltat de către oricare colectiv de proiectare în funcție de problematica specifică ce urmează a fi rezolvată.

În varianta completă principalele module ale sistemului SIPASAP sunt prezentate în fig. 1.7.

1) *GESP* (*generator de ecuații ale sistemului automat pneumatic*) — este modulul care „interpretează” descrierea topologică a aparatului care urmează a fi modelat și proiectat conform unor metode specifice de decompoziție. Acest modul generează o matrice de conexiuni și o matrice de incidență prin care se construiește setul de ecuații de stare neliniare ale sistemului pneumatic;

2) *MAEN* (*modul pentru analiza ecuațiilor neliniare*) — prelucrează sistemul generat de procesorul precedent. Modulul acceptă și o descriere directă, explicită, sub formă de ecuații de stare.

3) *MAEL* (*modul de analiză a ecuațiilor liniare*) — prelucrează ecuațiile obținute după liniarizarea modelelor neliniare. Acest modul acceptă și o descriere explicită, sub formă de funcții de transfer ale circuitelor pneumatice elementare, „citite” de modulul MDFT;

4) *MDFT* (*modul pentru descrierea prin funcții de transfer*) — este modulul care prelucrează modelele din clasa funcțiilor de transfer ale sistemelor pneumatice liniarizate în jurul unui punct mediu de funcționare;

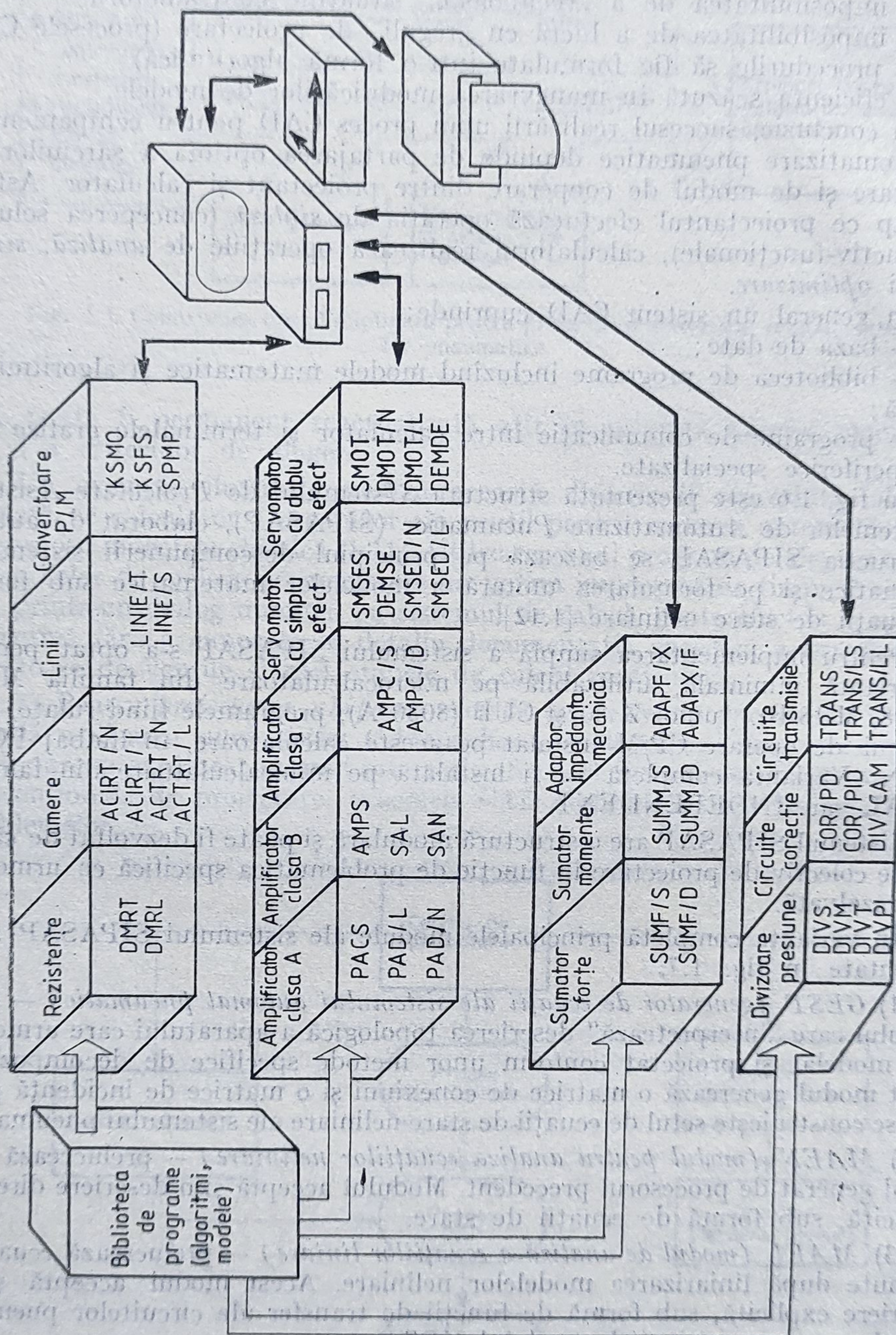


Fig. 1.6. Structura sistemului de proiectare SIPASAP.

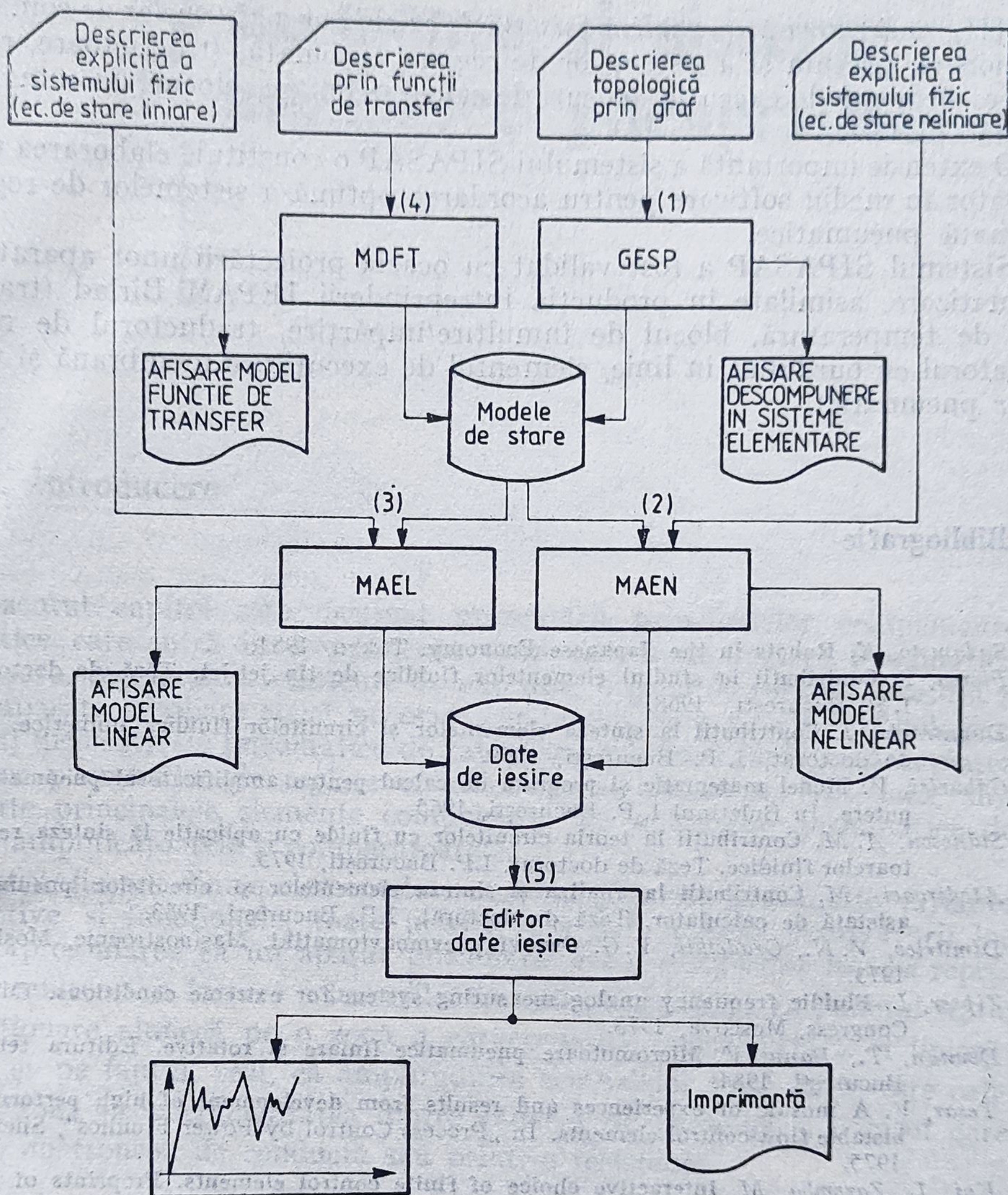


Fig. 1.7. Schema de utilizare a SIPASAP.

5) *EDITOR* — este modulul de prelucrare a datelor de ieșire pentru prezentarea grafică a rezultatelor.

Folosirea sistemului SIPASAP ca instrument software de proiectare a sistemelor pneumatice cuprinde următoarele etape:

(I) *predimensionarea componentelor din circuitele pneumatice* (rezistențe, camere de acumulare, linii de transmisie, elemente elastice) cu ajutorul unor subprograme specializate, care pot fi apelate și autonom;

(II) *analiza asistată de calculator a comportării staționare și tranzitorie*, precum și proiectarea principalelor blocuri funcționale pneumatice și mecanice: divizoare pneumatice, amplificatoare, servomotoare;

(III) proiectarea prin analiză asistată de calculator a sistemelor de comandă și acționare, precum și a sistemelor de reglare automată, (traductoare, reglatoare, elemente de execuție, blocuri de calcul neliniare, blocuri de comandă, acționări discrete).

O extensie importantă a sistemului SIPASAP o constituie elaborarea unui simulator în mediu software pentru acordarea optimă a sistemelor de reglare automată pneumatice.

Sistemul SIPASAP a fost validat cu ocazia proiectării unor aparate de automatizare, asimilate în producția întreprinderii IEPAM Bîrlad (traductorul de temperatură, blocul de înmulțire/împărțire, traductorul de nivel, regulatorul cu burdufuri în linie, elementul de execuție cu membrană și poziționar pneumatic).

Bibliografie

- 1.1. *Salamoto, K. Robots in the Japanese Economy.* Tokyo, 1981.
- 1.2. *Florea, S. Contribuții la studiul elementelor fluidice de tip jet-jet.* Teză de doctorat, I. P. București, 1968.
- 1.3. *Dumitrache, I. Contribuții la sinteza elementelor și circuitelor fluidice numerice.* Teză de doctorat, I. P. București, 1969.
- 1.4. *Găburici, V. Model matematic și program de calcul pentru amplificatorul pneumatic de putere.* În Buletinul I. P. București, 1965.
- 1.5. *Stănescu, A. M. Contribuții la teoria circuitelor cu fluide cu aplicație la sinteza reglatoarelor fluidice.* Teză de doctorat, I.P. București, 1975.
- 1.6. *Atodiroaei, M. Contribuții la analiza și sinteza elementelor și circuitelor pneumatice asistată de calculator.* Teză de doctorat, I.P. București, 1983.
- 1.7. *Dimitriev, V. N., Gradețkii, V. G. Osnovî pnevmoavtomatiki.* Mašinostroenie, Moskova, 1973.
- 1.8. *Zipser, L. Fluidic frequency analog measuring system for extreme conditions.* IMEKO Congress, Moscova, 1978.
- 1.9. *Demian, T., Banu, V. Micromotoare pneumatice liniare și rotative.* Editura tehnică, București, 1984.
- 1.10. *Tesar, V. A mosaic of experiences and results from development of high performance bistable flow-control elements.* În „Process Control by Power Fluidics”, Sheffield, 1975.
- 1.11. *Koj, J., Zaremba, M. Interactive choice of finite control elements.* Preprints of IFAC Symp. on Pneumatic and Hydraulic Components and Instruments in Automatic Control, Varsovia, 1980.
- 1.12. *Stănescu, A. M. Decomposition of pneumatic control systems.* VIII Jablonna Conference, Preprints, București, 1980.

Elemente și sisteme analogice pneumatice

2.1. Introducere

Prezentul capitol este destinat prezentării principalelor echipamente pneumatice care intră în componența unui sistem de reglare pneumatică (traductoare, reglatoare, elemente de execuție, organe de reglare), precum și a unor aparate auxiliare strict necesare conducerii unor procese tehnologice, cum ar fi dispozitivele pneumatice de calcul sau cele care facilitează cuplarea sistemelor pneumatice de reglare cu calculatorul electronic. Totodată, sînt prezentate principalele elemente componente ale aparatelor pneumatice de reglare: amplificatoarele și comparatoarele.

Pentru fiecare dintre elementele tratate se prezintă mai multe variante constructive și funcționale, toate privite însă prin prisma comportării lor liniare. Aproximarea că un aparat pneumatic are o *comportare liniară* reprezintă de multe ori o forțare a lucrurilor bazată pe supoziția că punctul static de funcționare alunecă pe o zonă a caracteristicii considerată a fi liniară - precum și pe faptul, real, că amplitudinea semnalelor fiind mică, este calitativ valabilă proporționalitatea dintre căderea de presiune și debitul care curge pe un tronson de conductă sau printr-o rezistență.

2.2. Amplificatoare ajutaj-clapetă

Amplificatorul pneumatic de tip *ajutaj-clapetă* este un element activ care amplifică semnale de nivel energetic scăzut. El este utilizat în toată aparatura pneumatică (reglatoare, traductoare, convertoare, elemente de calcul ș.a) ca prim etaj de amplificare, motiv pentru care mai poartă denumirea de *preamplificator*. Schema de principiu este dată în fig. 2.1. Un ajutaj 1, o clapetă 2, o rezistență fixă și o cameră 3 completează structura preamplificatorului.

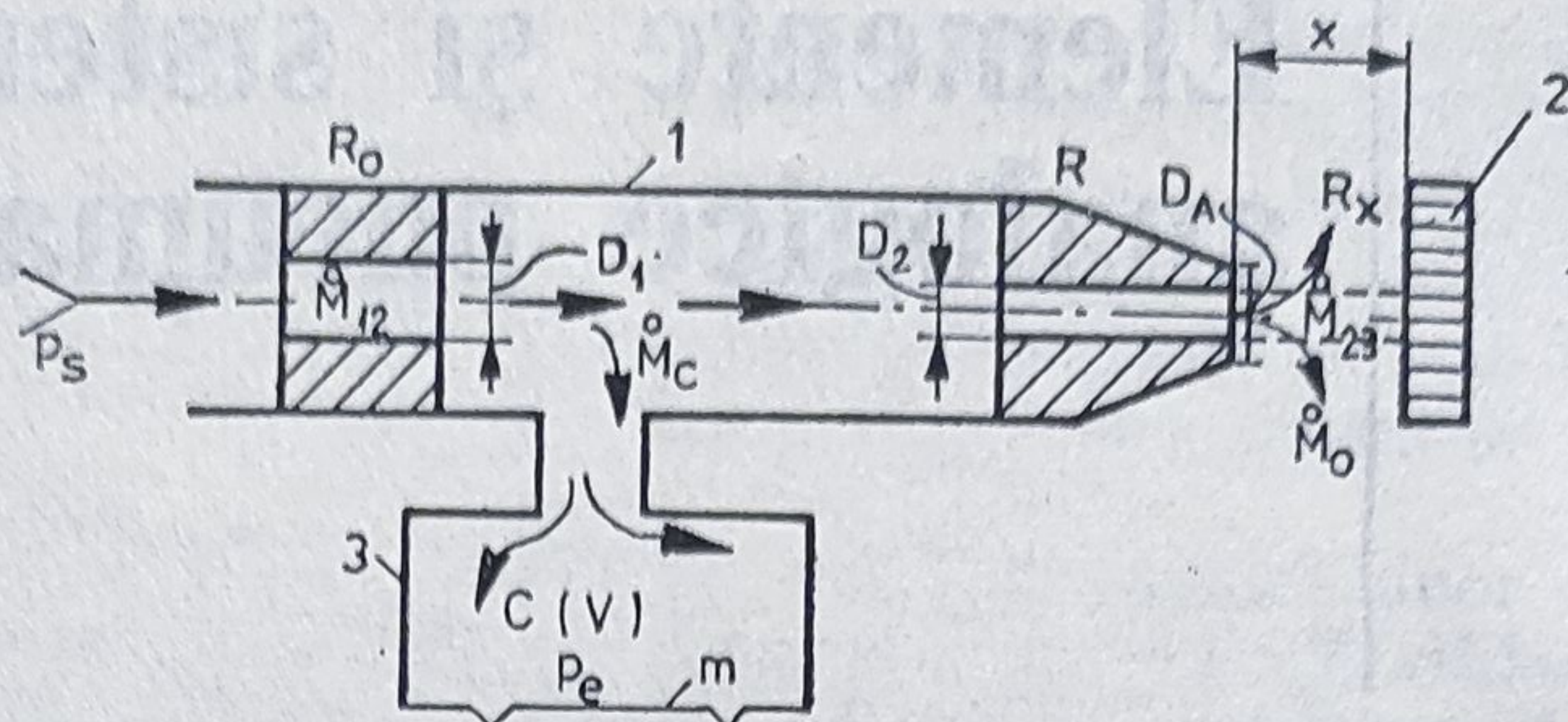


Fig. 2.1. Amplificatorul ajutaj-clapetă.

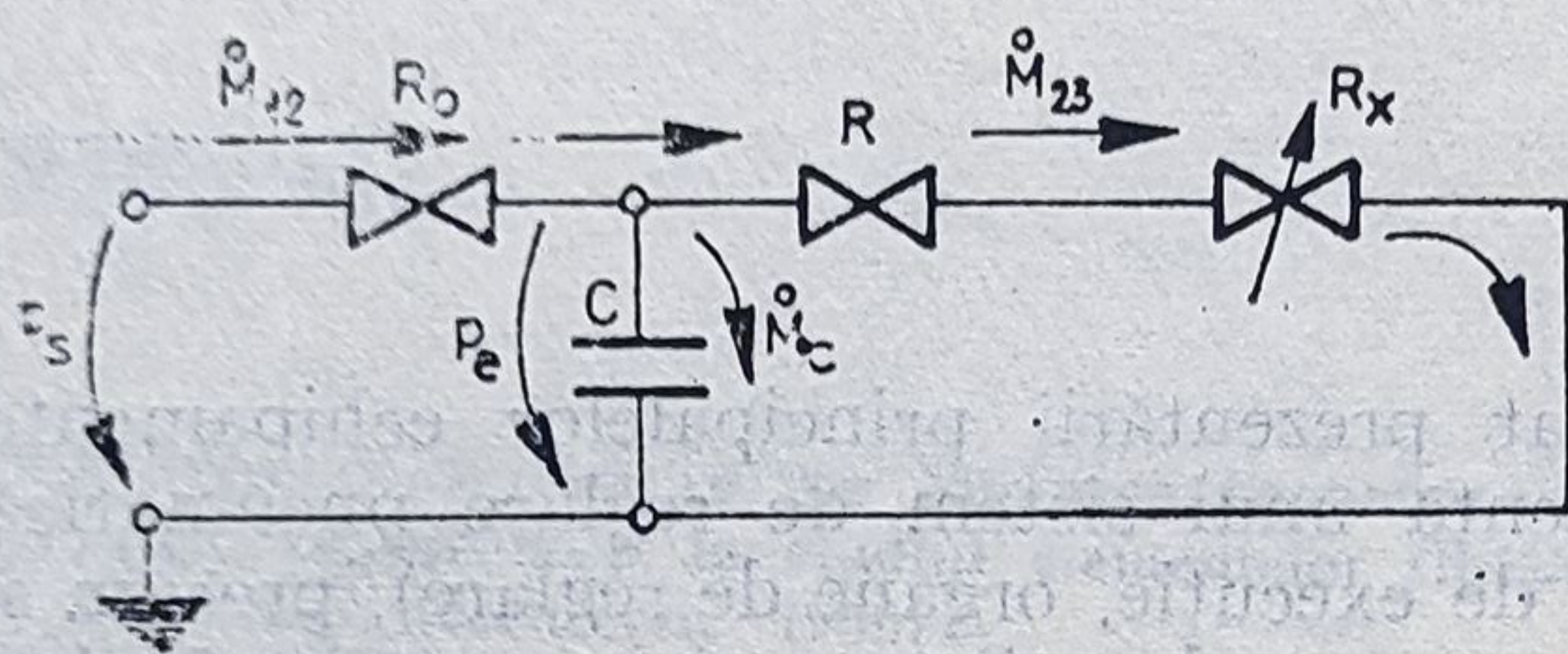


Fig. 2.2. Amplificatorul ajutaj-clapetă, circuitul echivalent.

De notat că în toate împrejurările utilizării lui, amplificatorul ajutaj-clapetă debitează pe camerele înfundate 3, de regulă camere cu membrană, deci cu volum variabil. În capacitatea pneumatică a camerei se include atât volumul ajutajului cuprins între rezistențele R_0 și R , cât și volumul liniei de legătură dintre ajutaj și camera 3. Amplificatorul are în structura sa trei rezistențe importante:

- R_0 — rezistență fixă de alimentare, avînd diametrul de curgere D_1 ;
- R — rezistență fixă a vârfului ajutajului, avînd diametrul de curgere D_2 ;
- R_x — rezistență variabilă a spațiului de curgere în atmosferă dintre ajutaj și clapetă. Secțiunea de curgere a aerului prin rezistența R_x are valoarea $\pi D_2 x$.

Un circuit echivalent al celui din fig. 2.1 se prezintă în fig. 2.2. Rezistența R_x , variabilă cu deplasarea x a clapetei, provoacă modificarea regimului de curgere a debitelor prin amplificator și deci și a căderilor de presiune pe diversele componente ale acestuia. Ceea ce interesează este modul de variație a presiunii p_e în capacitatea C , funcție de modificarea rezistenței variabile R_x :

2.2.1. Comportarea în regim staționar

Curgerea prin rezistențele amplificatorului este o curgere turbulentă. În regim dinamic $\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} + \dot{M}_c$, iar în regim staționar, după ce camera 3 a fost presurizată la valoarea P_{e0} , care depinde de deplasarea x_0 , se obține: $\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23}$. Caracteristica statică a amplificatorului are aspectul din fig. 2.3: $P_e = f(x)$. Ea este puternic neliniară. Când duza este complet obturată: $x = 0$, rezultă $P_e = P_{e\max} = P_s$. Când $x \geq D_2$, $P_e = P_{e\min}$. Se vede că p_e nu atinge valoarea presiunii atmosferice pentru ajutajele de construcție

obișnuită, ci una superioară ei, ca urmare a căderii de presiune care are loc pe vârful ajutorului de rezistență fixă R . Cu alte cuvinte, în camera ajutorului nu se va instala presiunea atmosferică, decât la construcțiile speciale prezentate în continuare. Există în caracteristică o zonă AB cu aspect liniar, puternic căzătoare. În acest spațiu, pentru deplasări x de ordinul câtorva zeci de μm , are loc aproximativ 75% din căderea de presiune pe ajutoraj. În timpul funcționării amplificatorului într-un sistem, punctul static de funcționare se alege în această zonă AB . Aici se definește factorul

de amplificare $K_A = \frac{\Delta p_e}{\Delta x}$. Inconvenientul este că în această zonă com-

portarea preamplificatorului este apropiată de aceea a unui relee. Din acest motiv, în orice structură ar fi folosit, amplificatorul ajutoraj-clapetă este însoțit de o reacție negativă care acționează pe paleta lui așa cum se va vedea în capitolele următoare. La amplificatoarele uzuale, dimensiunile geometrice au următoarele valori:

$$D_1 = 0,2 \dots 1 \text{ mm}; \quad D_2 = 0,5 \dots 2 \text{ mm} \quad (D_2 > D_1)$$

$$D_A \approx D_2 + (0,2 \div 0,4) \text{ mm}$$

$$V = 5 \div 50 \text{ cm}^3 \text{ — volumul camerei amplificatorului, în care se include și volumul liniilor pneumatice.}$$

În regim staționar, ecuația caracteristicii cuprinse între $P_{e \max} = P_s$ și $P_{e \min}$ este dată de relația aproximativă:

$$P_e \approx P_s \left[1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{4D_2}{D_1^2} \right)^2 x^2} \right] \quad (2.1)$$

Valorile parametrilor funcționali, precum și a celor constructivi au o influență sensibilă asupra formei caracteristicii statice a amplificatorului ajutoraj-clapetă. Astfel în fig. 2.4 se prezintă o familie de caracteristici $\frac{P_e}{P_s} = f\left(\frac{A_{23}}{A_{12}}\right)$ în care A_{12}

este secțiunea de trecere a rezistenței fixe R_0 ; A_{23} — secțiunea de trecere a rezistenței variabile R_x .

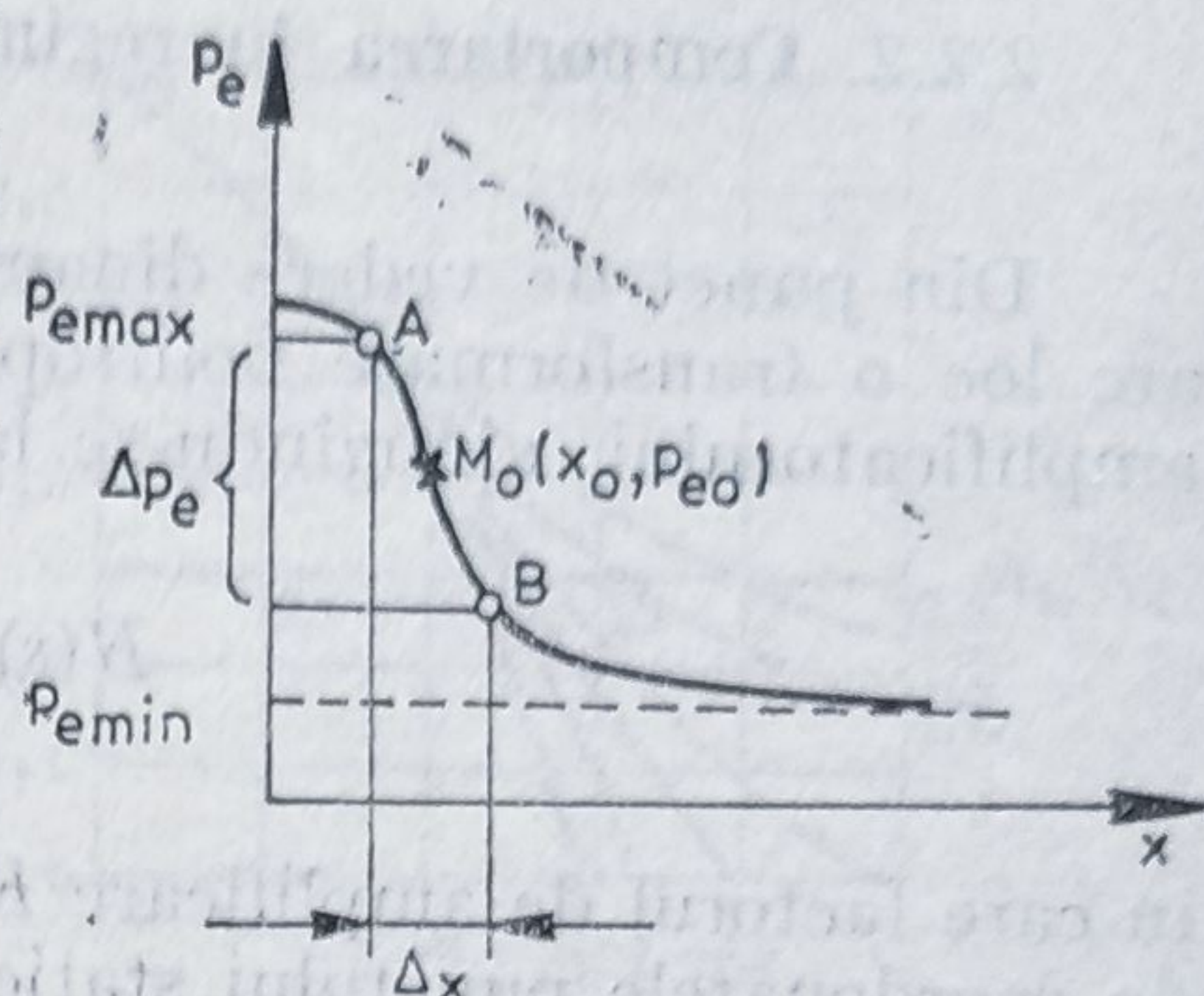


Fig. 2.3. Amplificatorul ajutoraj-clapetă, caracteristica statică.

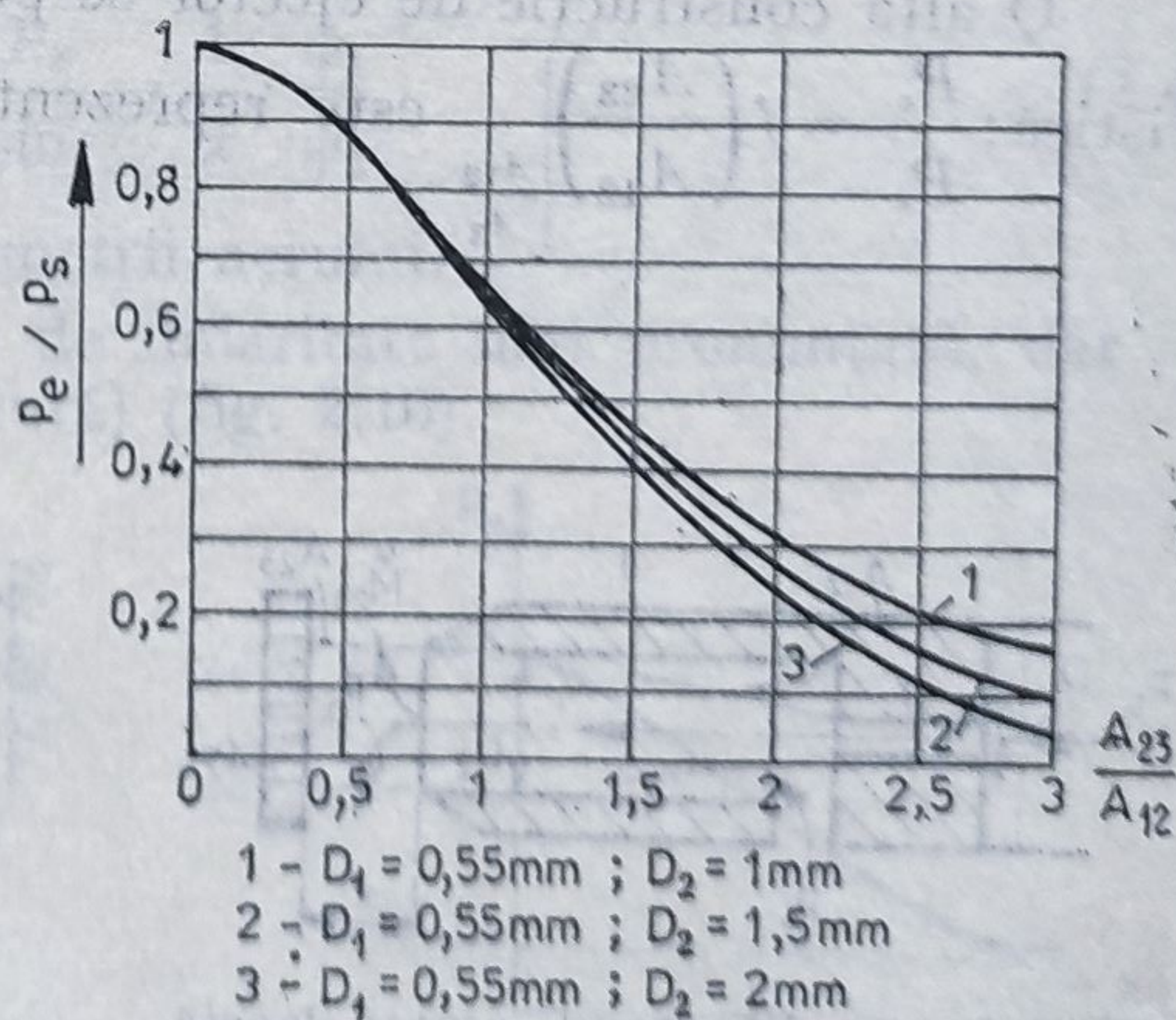


Fig. 2.4. Amplificatorul ajutoraj-clapetă, caracteristica statică generalizată.

2.2.2. Comportarea în regim dinamic

Din punct de vedere dinamic, considerînd că în timpul curgerii aerului are loc o transformare politropă, se poate determina funcția de transfer a amplificatorului, ajungîndu-se la relația simplificată:

$$H(s) = \frac{p_e(s)}{x(s)} = \frac{K_A}{\tau s + 1} \quad (2.2)$$

în care factorul de amplificare K_A și constanta de timp de întârziere τ depind de coordonatele punctului static de funcționare $M_0(P_{e0}, x_0)$ de volumul total al camerei amplificatorului și al camerei sarcinii, de caracteristicile gazului (R, T, κ, P_s), de secțiunile de curgere ale rezistențelor. Relația (2.2) arată că amplificatorul este un element de întârziere de ordinul întâi cu $K_A = 40 \dots 80$ și $\tau = 0,05 \dots 0,8$ s.

2.2.3. Amplificatoare ajutaj-clapetă cu ejector

Gama amplificatoarelor pneumatice s-a diversificat, pentru aplicații mai speciale exploatîndu-se o serie de fenomene care au loc în timpul curgerii, printre care și cel de ejectie (fig. 2.5).

Fenomenul apare cînd $D_2 \gg D_1$ și cînd paleta se depărtează suficient de mult de duza 1 pentru ca debitul scurs în atmosferă \dot{M}_{23} să aibă valoare ridicată. Caracteristica statică a amplificatorului cu ejectie este dată în fig. 2.6. Cînd debitul scurs în atmosferă crește, jetul de aer format în camera amplificatorului și emis prin secțiunea A_{12} creează o stare depresionară în canalul de ieșire către utilizare, astfel încît P_e trecînd prin P_0 capătă valori negative (depresiune).

O altă construcție de ejector se poate vedea în fig. 2.7, a cărei caracteristică: $\frac{P_e}{P_s} = f\left(\frac{A_{23}}{A_{12}}\right) \Big|_{\frac{A_{12}}{A_3}}$ este reprezentată în fig. 2.8.

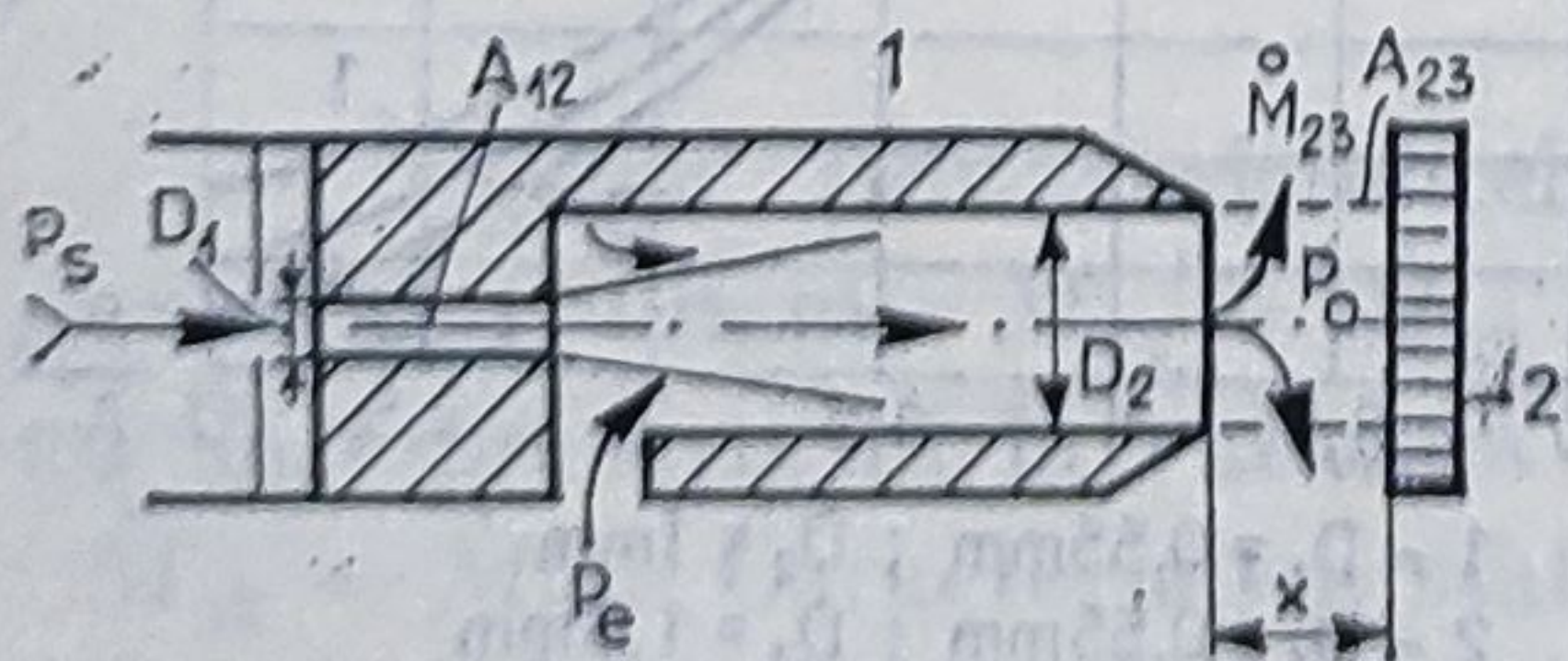


Fig. 2.5. Amplificatorul ajutaj-clapetă cu efect de ejector.

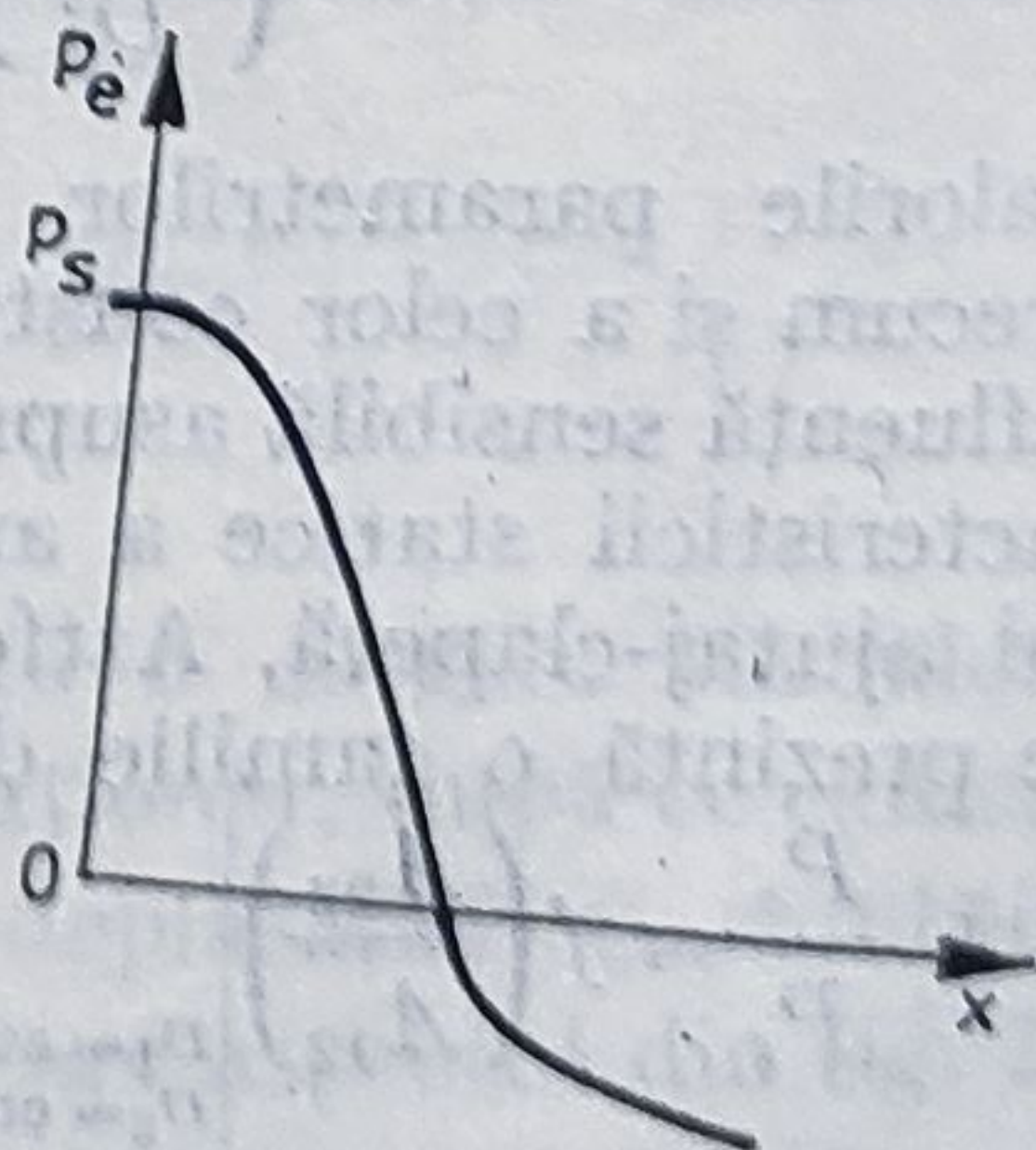


Fig. 2.6. Caracteristica statică a amplificatorului cu ejectie.

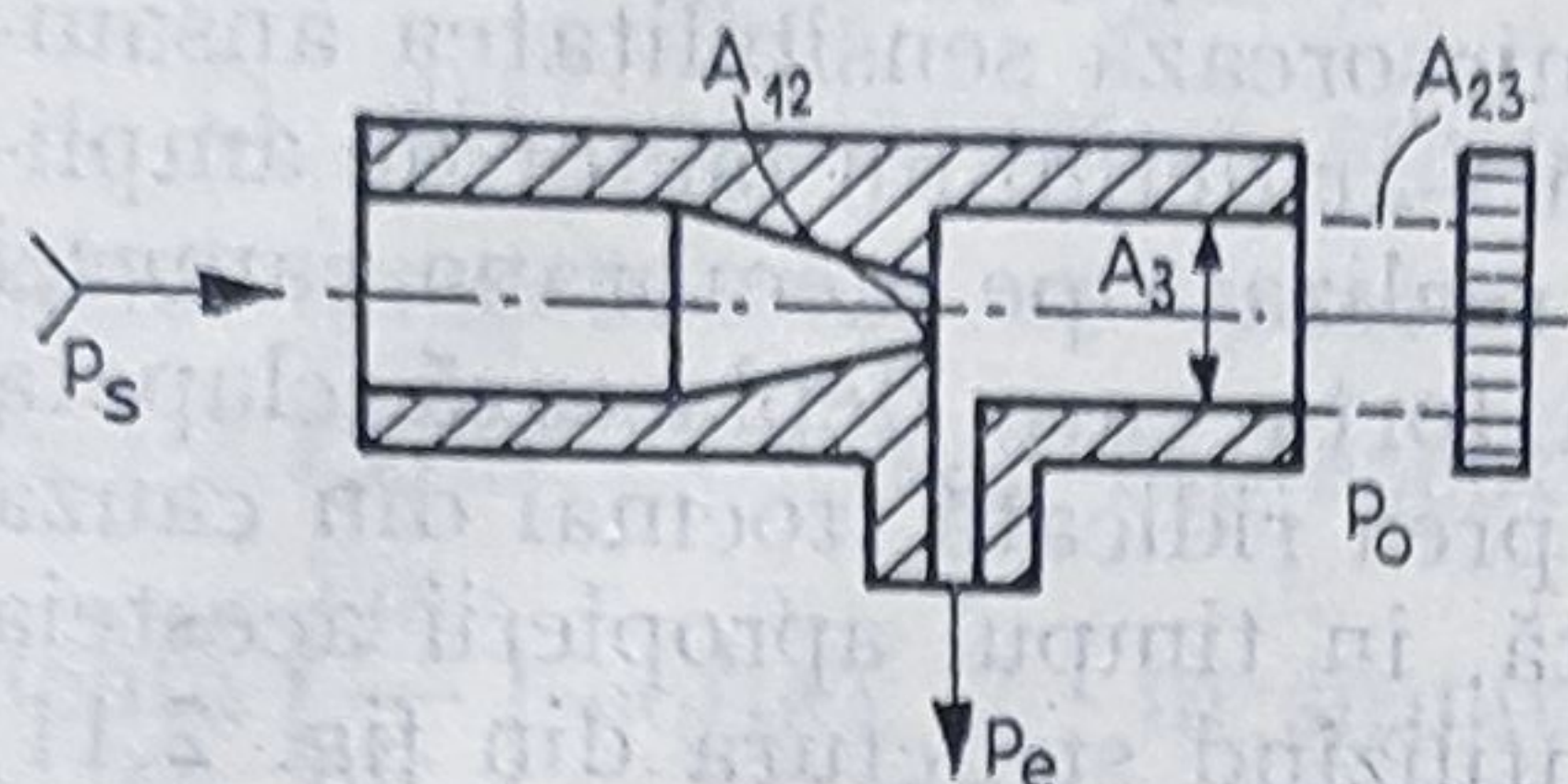


Fig. 2.7. Amplificator ajutoraj-clapetă cu ejecție.

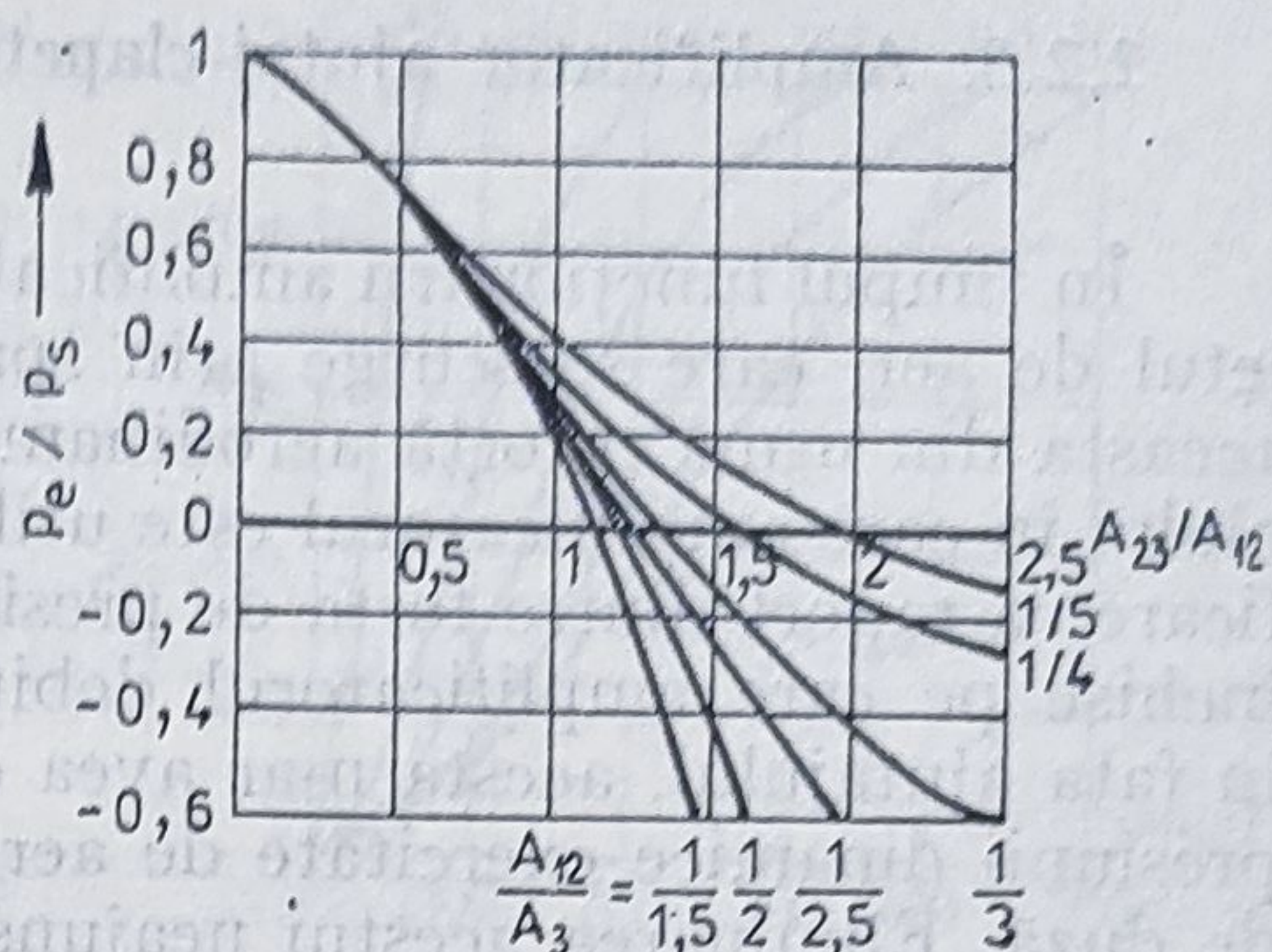


Fig. 2.8. Familia de caracteristici statice a amplificatorului cu ejecție.

Dependența dintre P_e și secțiunile de curgere, în regim staționar, este pătratică, de forma:

$$\frac{A_{23}}{A_{12}} = \frac{1}{\sqrt{2 \frac{A_{12}}{A_3} - \left(\frac{A_{12}}{A_3} \right)^2 + \frac{P_e}{P_s - P_e}}} \quad (2.3)$$

2.2.4. Alte structuri de amplificatoare ajutoraj-clapetă

O altă structură a amplificatorului ajutoraj-clapetă este aceea în care locul clapetei este luat de elemente mobile avînd configurații geometrice diferite: sferă, con etc. În fig. 2.9 se prezintă un astfel de amplificator în care paleta este reprezentată de o bilă. Datele geometrice pentru acest tip de amplificator sînt următoarele: $D_1 = 0,1 \dots 1 \text{ mm}$; $D_2 = 1 \dots 4 \text{ mm}$; $\gamma = 60 \dots 150^\circ$; $D_s = 4 \dots 15 \text{ mm}$. Se obține o mărime de ieșire dată de relația:

$$P_e = \frac{D_1^2 P_s}{2 D_s \sin \gamma} \cdot \frac{1}{x} \cdot \frac{\psi_1}{\psi_2} \quad (2.4)$$

în care ψ_1 și ψ_2 sînt funcții de parametrii aerului.

Caracteristica statică are o zonă de liniaritate mai pronunțată, dar o pantă mai mică (amplificare mai scăzută) (fig. 2.10).

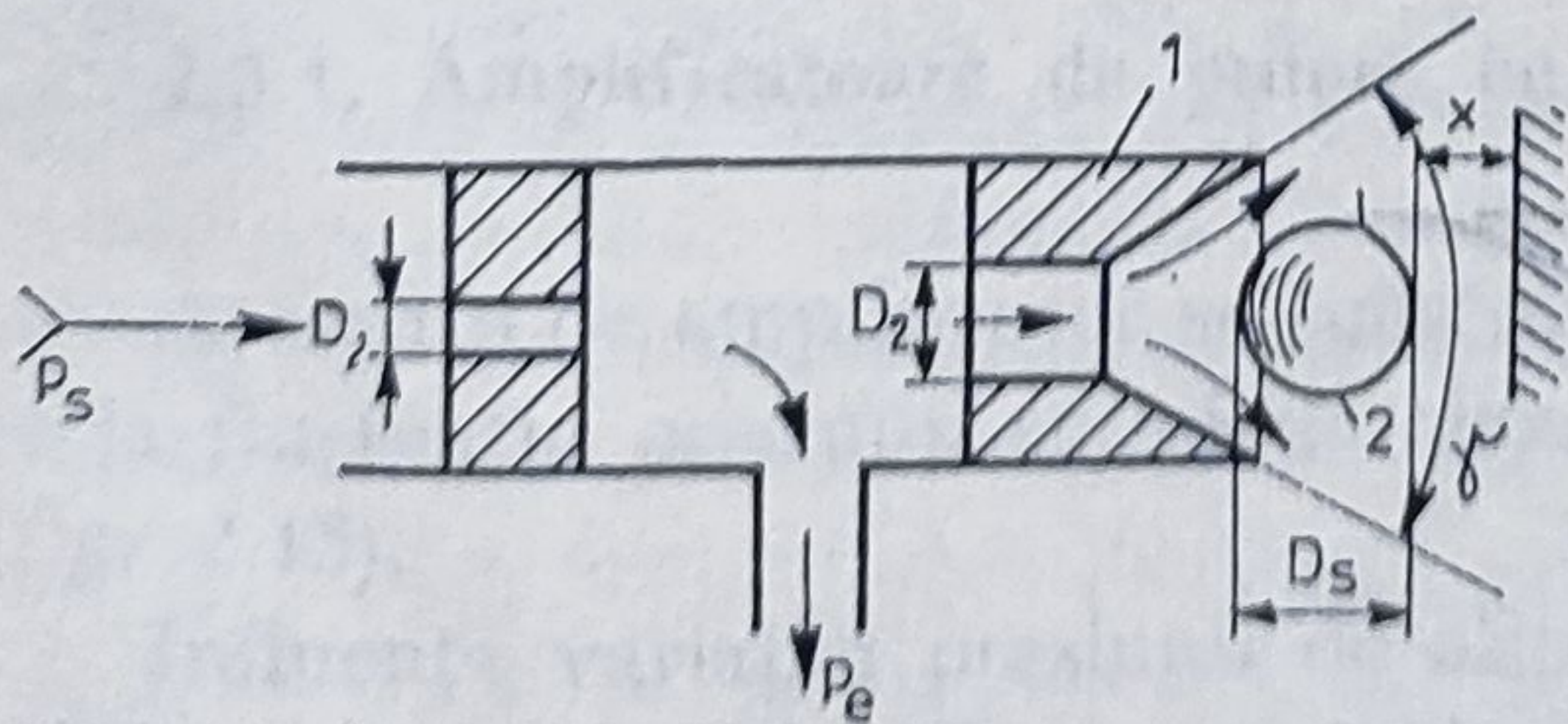


Fig. 2.9. Amplificator ajutoraj-clapetă cu obturator de tip sferă.

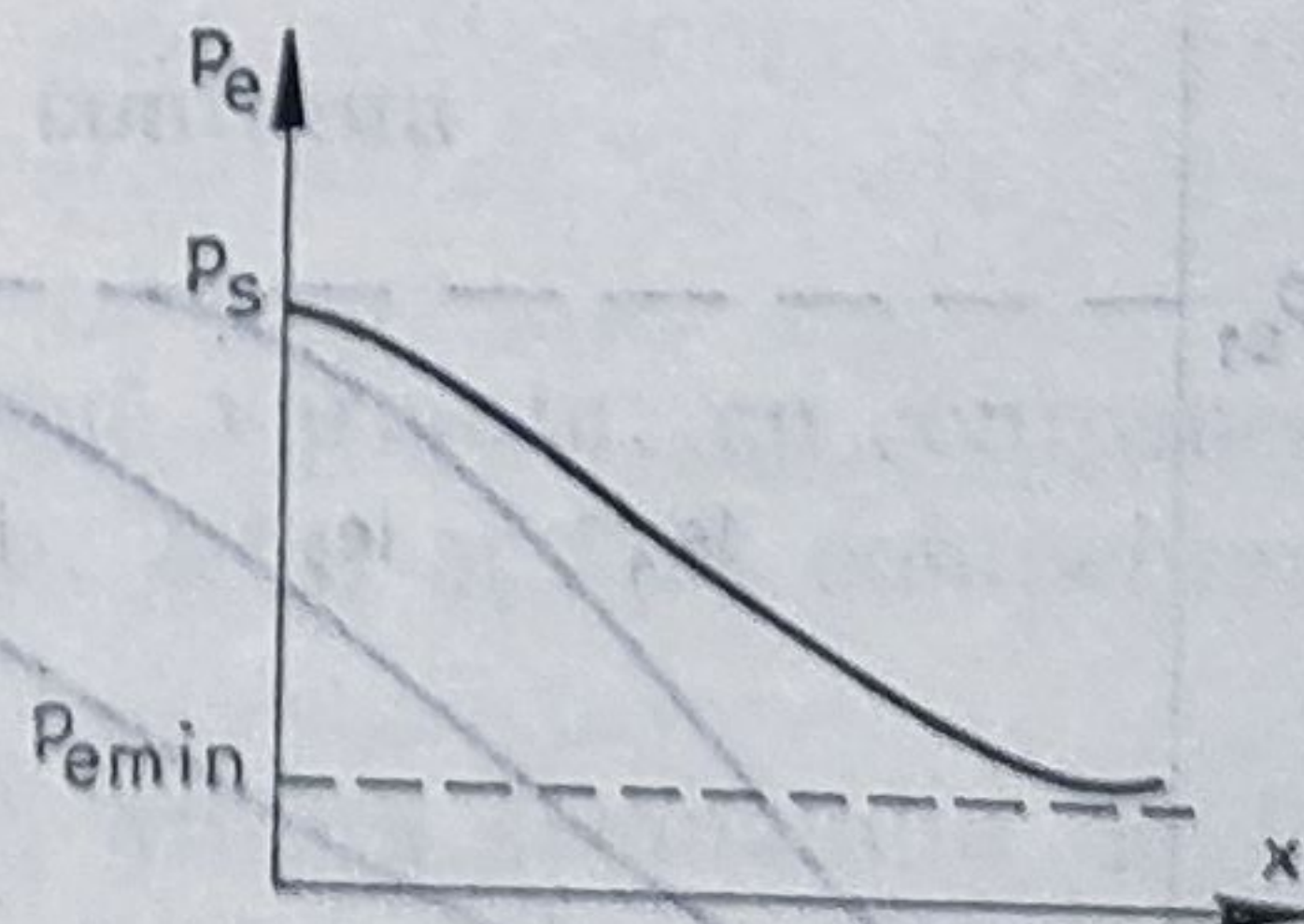


Fig. 2.10. Caracteristica statică a amplificatorului de tip sferă.

2.2.5. Amplificator ajutoraj-clapetă în montaj diferențial

În timpul funcționării amplificatorului ajutoraj-clapetă de tip convențional, jetul de aer, care se scurge prin spațiul dintre ajutoraj și clapetă, creează pe aceasta din urmă o forță aerodinamică care micșorează sensibilitatea ansamblului în care amplificatorul este utilizat. Dacă s-ar defini un factor de amplificare ca raport dintre forța de presiune F_e — realizată pe membrana camerei închise pe care amplificatorul debitează — și forța care deplasează clapeta în fața ajutorajului, acesta n-ar avea o valoare prea ridicată, tocmai din cauza presiunii dinamice exercitate de aer pe clapetă, în timpul apropierii acesteia de duză. Eliminarea acestui neajuns se face utilizând structura din fig. 2.11, în care forța aerodinamică pe o față a clapetei este echilibrată de forța de pe partea opusă. Fie l — distanța dintre ajutoraje, δ — grosimea paletelor. Notăm $l - \delta = l_e$. Caracteristica statică $P_e = f(x)|_{l_e = \text{ct}}$ se dă în fig. 2.12, care nu este altceva decât graficul funcției:

$$x = \frac{l_e}{1 + \frac{D_1}{D_2} \sqrt{\frac{P_e(P_{s1} - P_e)}{P_{s2}(P_e - P_{s2})}}} \quad (2.5)$$

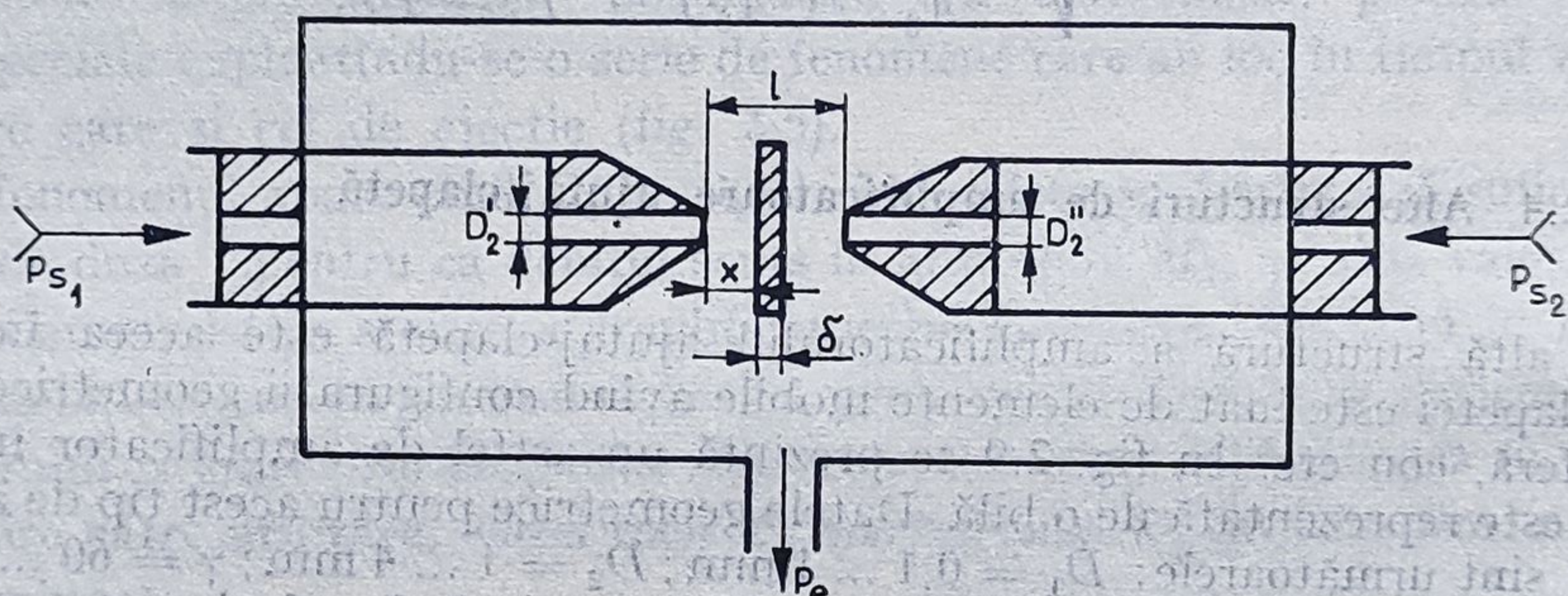


Fig. 2.11. Amplificator ajutoraj-clapetă în montaj diferențial.

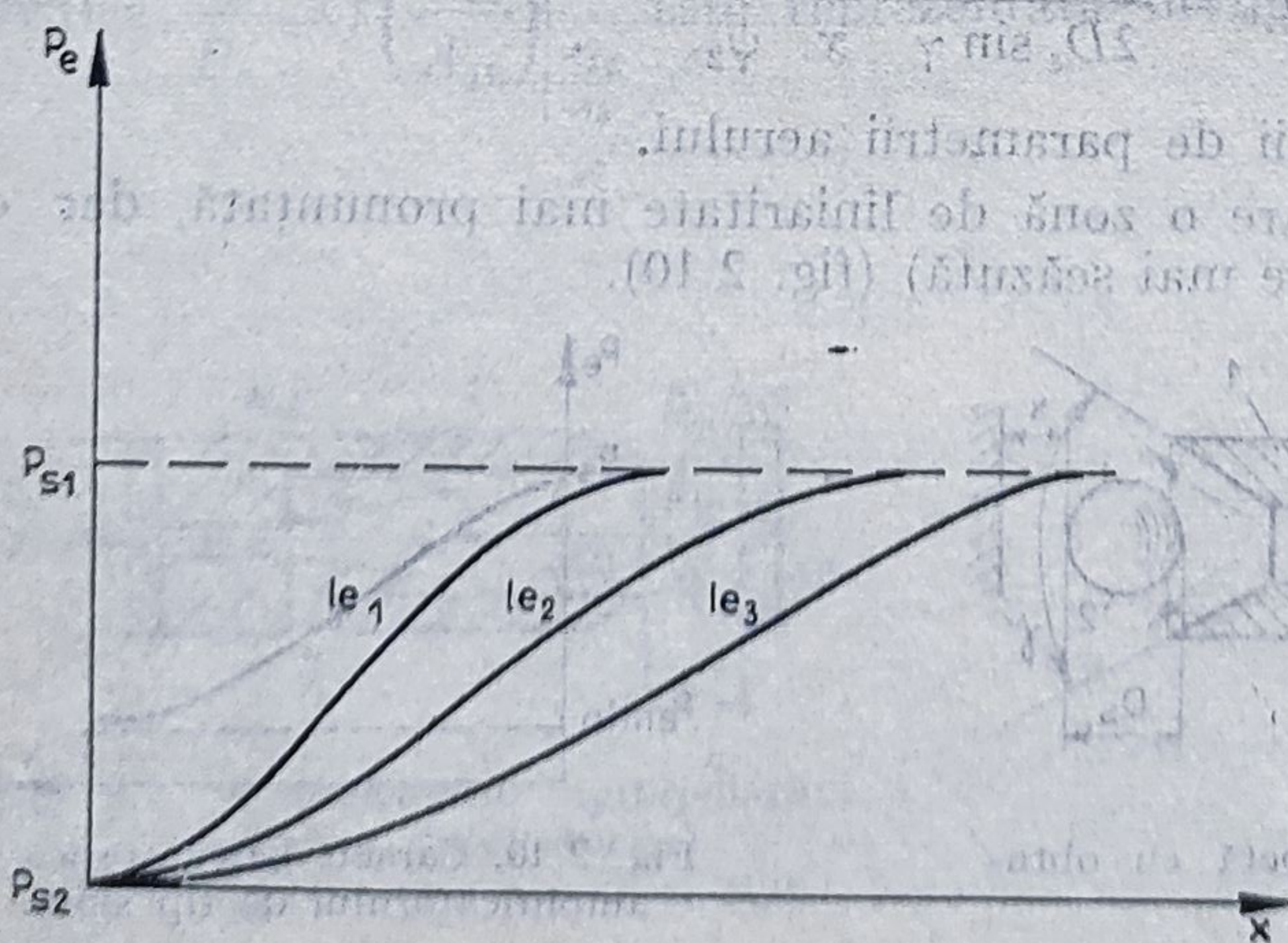


Fig. 2.12. Caracteristica ieșire-întreare a amplificatorului în montaj diferențial.

Dimensiunile sînt $D_1, D_2 = 0,5 \dots \dots 2 \text{ mm}$, iar $\delta < 0,3 D$, în care $D = D_1 = D_2$ (în situația cînd duzele au diametre de curgere egale).

O altă caracteristică statică a aceluiași amplificator se poate vedea în fig. 2.13, în care s-a reprezentat dependența $\left(\frac{P_e}{P_s}\right) = f(x) \Big|_{l_e = \text{ct}}$ în situația în care

$$P_{s1} = P_{s2} = P_s; \quad D_1 = D_2 = 1,2 \text{ mm}.$$

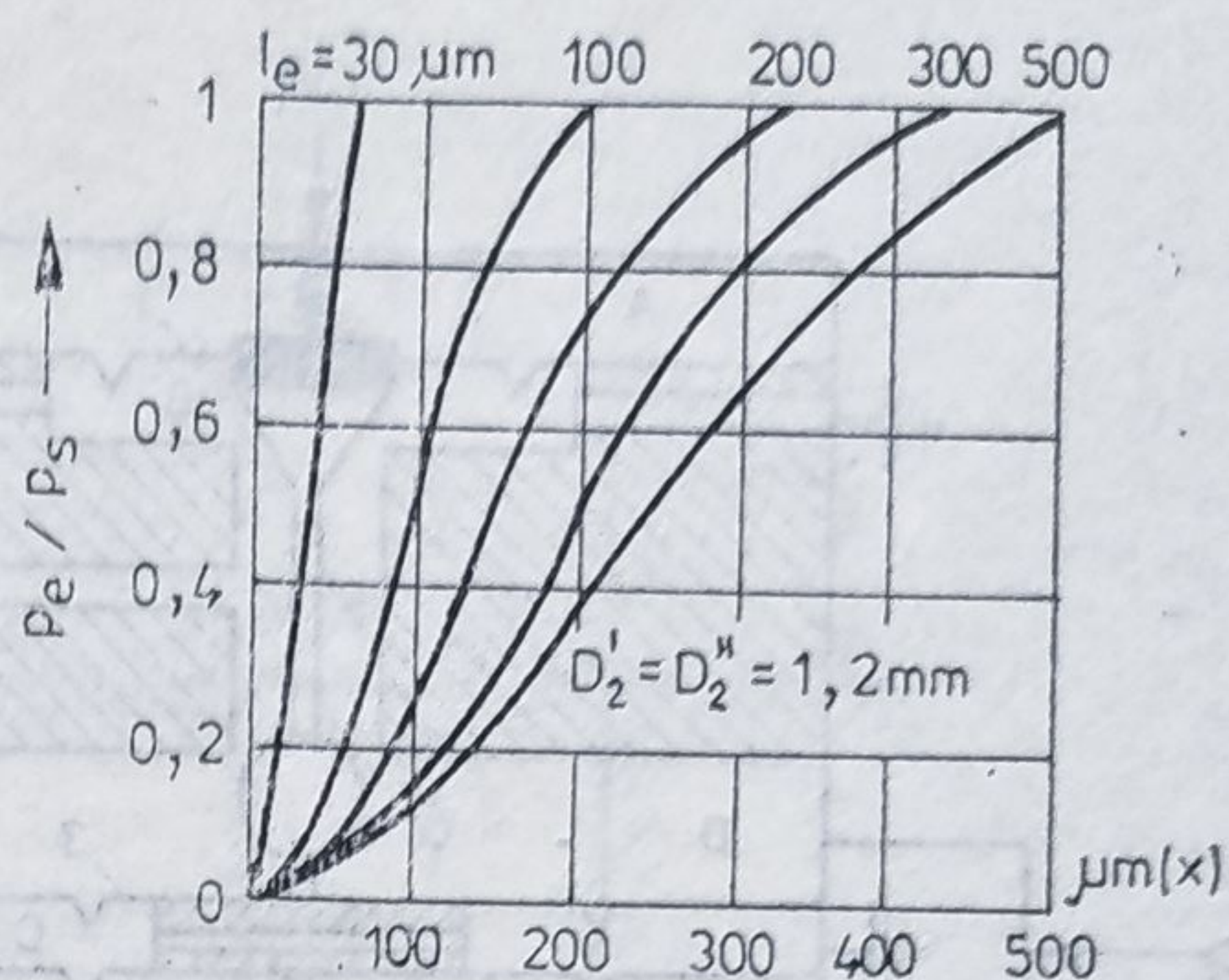


Fig. 2.13. Caracteristica statică generalizată a amplificatorului ajutaj-clapetă în montaj diferențial.

2.3. Amplificatoare de putere

Amplificatorul de putere sau de debit este un amplificator pneumatic cu o structură mai complexă decît cel de tip ajutaj-clapetă, care are ieșirea în presiune și debitează și el în camere închise, exceptînd situația în care este utilizat în anumite tipuri de reglatoare, cînd are la ieșire o descărcare în atmosferă printr-o rezistență variabilă. Prin structura sa, amplificatorul este astfel dimensionat, încît să asigure un debit mare la ieșire, care să presurizeze rapid, cu constante de timp mici, camerele elementelor de execuție pneumatice.

Amplificatorul de putere asigură și o amplificare în presiune, el primind semnal de comandă de la preamplificatorul ajutaj-clapetă. În același timp, amplificatorul asigură o separare între mărimea de ieșire și cea de intrare, astfel încît perturbațiile de pe linia pneumatică lungă care asigură legătura cu servomotorul (în special undele de presiune reflectate) să nu afecteze în direcție inversă primul etaj de amplificare.

Din punct de vedere constructiv, există două tipuri importante de amplificatoare de putere: cu consum continuu și cu consum intermitent.

2.3.1. Amplificatoare de putere cu consum continuu

Acest tip de amplificator se construiește în două variante: cu compensare la fluctuația presiunii sursei de alimentare (fig. 2.14) și fără compensare (fig. 2.15).

Influența variației presiunii de alimentare P_s asupra semnalului de ieșire P_e poate fi urmărită în figura 2.16 pentru ambele tipuri de amplificatoare (curbele 1 și 2).

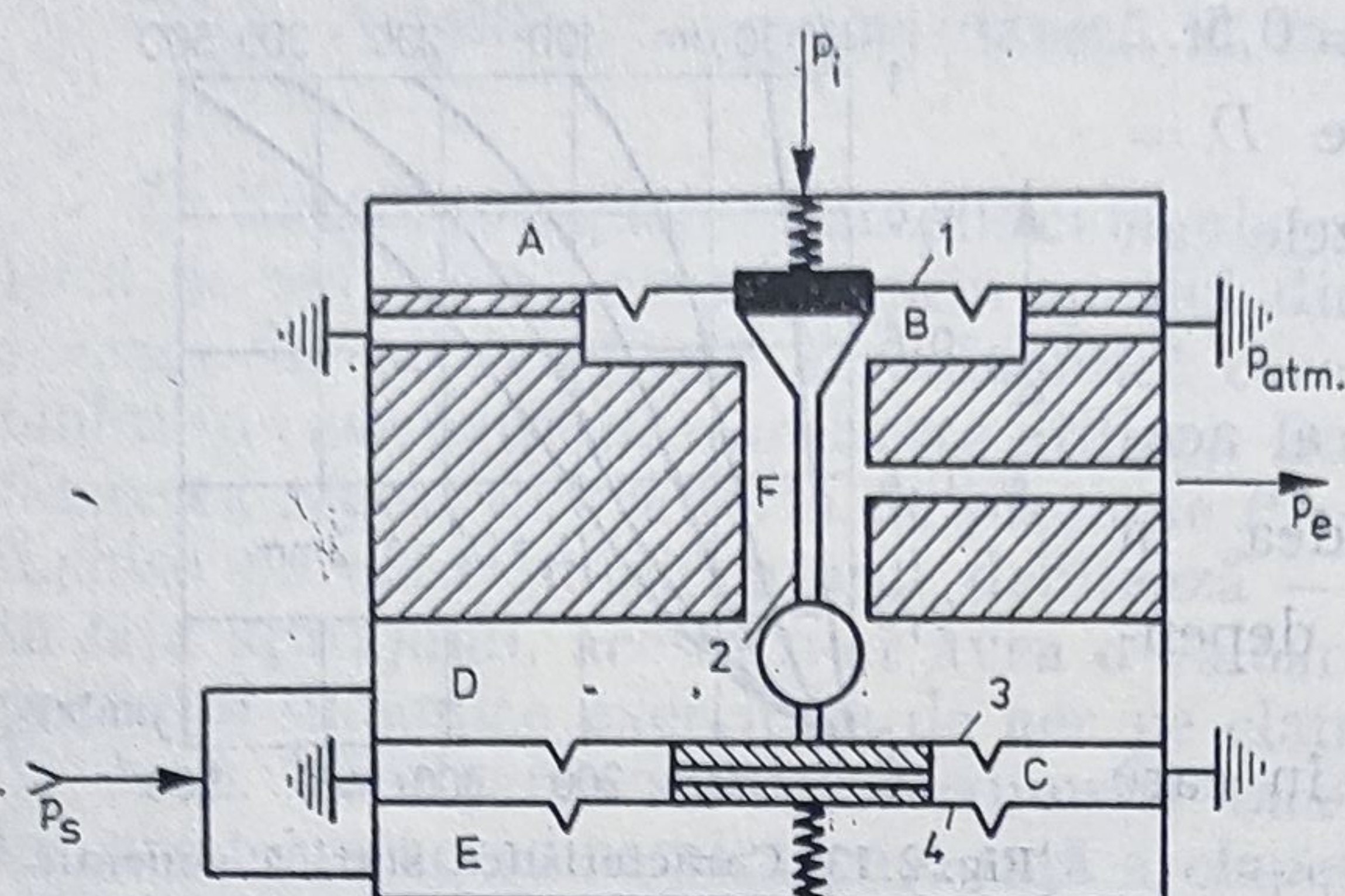


Fig. 2.14. Amplificator de putere cu compensare.

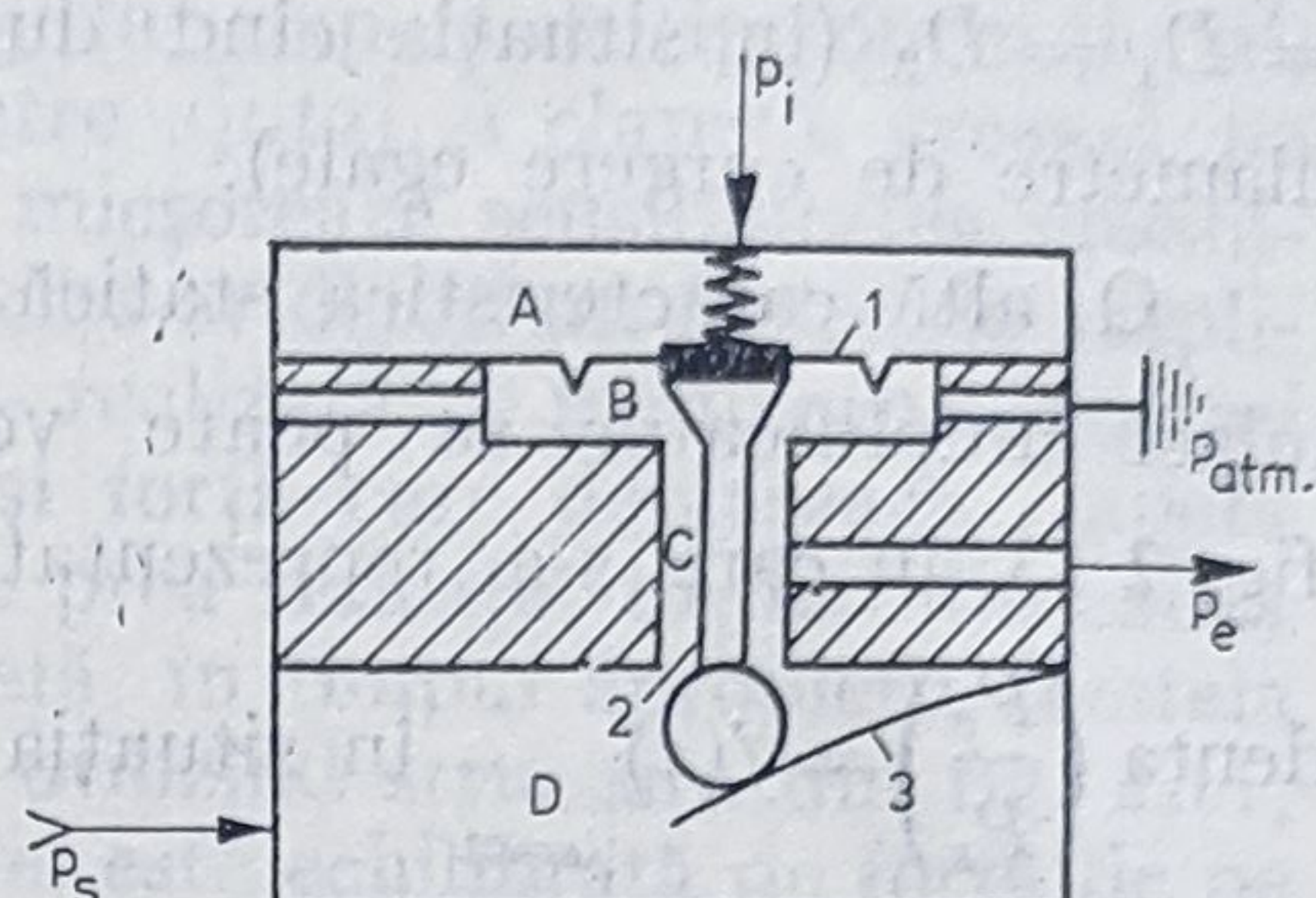


Fig. 2.15. Amplificator de putere fără compensare.

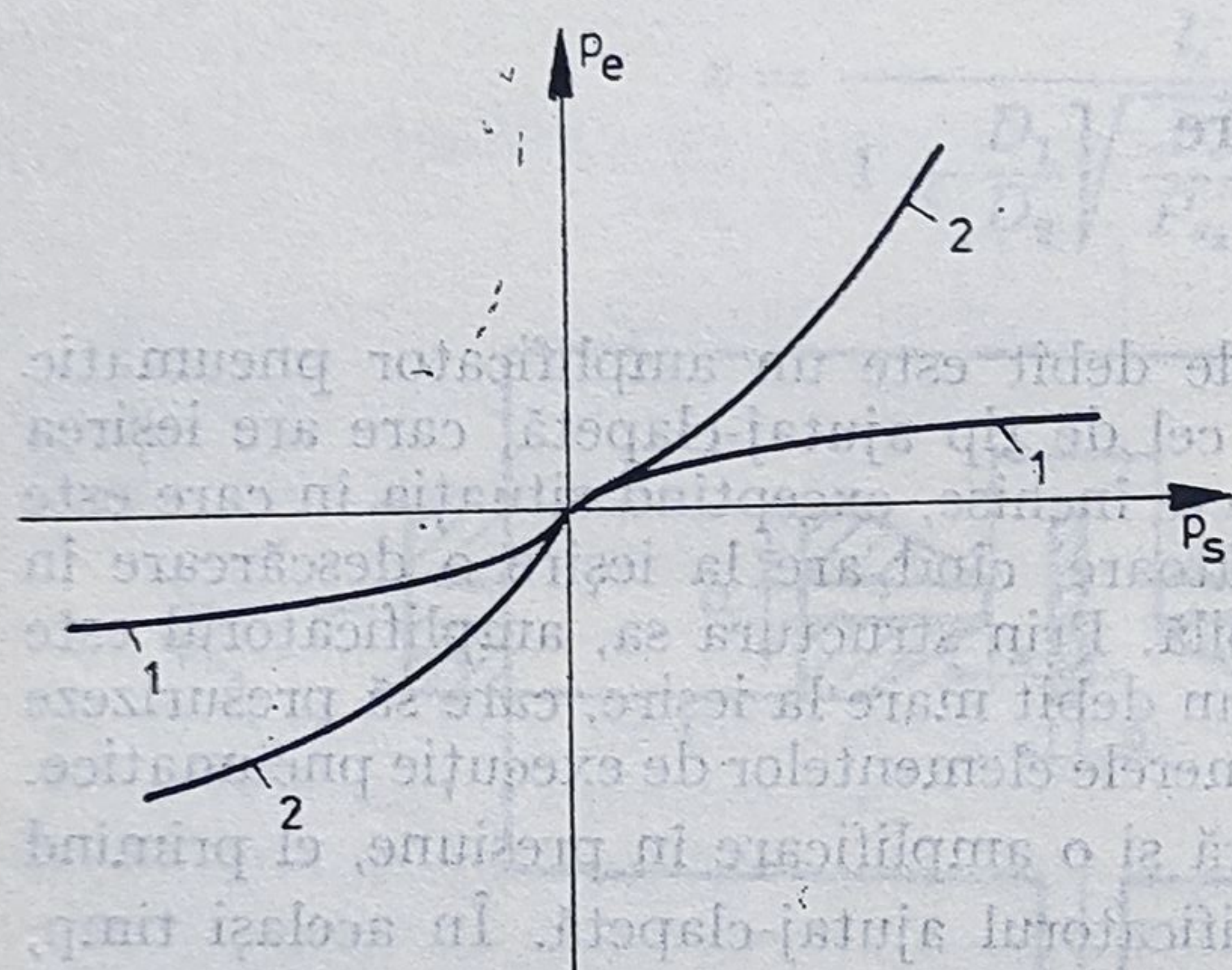


Fig. 2.16. Influența variației presiunii sursei de alimentare asupra semnalului de la ieșire.

În amplificatorul cu consum continuu, cu compensare la variațiile lui P_s , în structura lui se formează cinci camere de aer (fig. 2.14):

— camera de intrare A , în care se aplică semnalul P_i furnizat de preamplificatorul ajutor-clapetă;

— camera de eșapare B , pusă în legătură cu atmosfera;

— camera de zero C ; spațiul dintre cele două membrane de compensare este pus în legătură cu atmosfera pentru a nu se forma un resort pneumatic;

— camera de alimentare D ;

— camera de compensare E , care primește și ea semnalul de alimentare P_s .

Presiunea de intrare P_i acționează în camera A asupra membranei 1. Aceasta, la rândul ei, dezvoltă o forță care modifică poziția echipajului mobil 2 în raport cu corpul amplificatorului.

Plunjerul formează cu partea cilindrică centrală a elementului două rezistențe pneumatice: una de tip con-cilindru, care face legătura ieșirii amplificatorului cu atmosfera prin intermediul camerei B și alta, de tip sferă-cilindru, care pune în legătură sursa de alimentare cu ieșirea amplificatorului prin intermediul camerei D . Cele două rezistențe formează un tandem acționat simultan de membrana 1. Membranele de compensare 3 și 4 au suprafețe active neegale astfel că, în absența comenzii, membranele 3 și 4 ridică echipajul mobil, rezistența de alimentare devine infinită și mărimea de ieșire $P_e = 0$. Pentru a obține mărimea minimă de 0,2 bari a semnalului de ieșire, semnalul de comandă P_i trebuie să asigure o valoare minimă care să deschidă

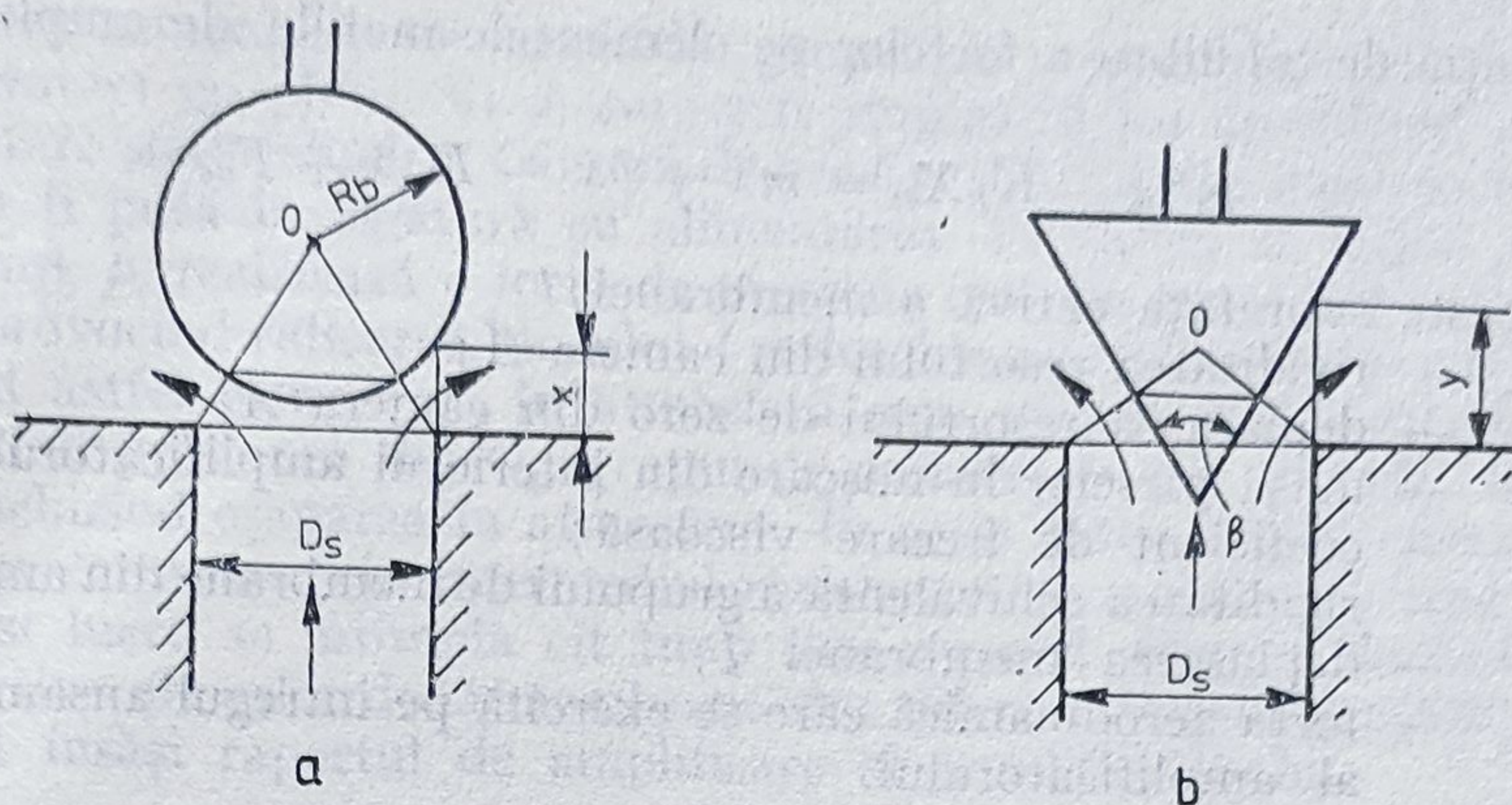


Fig. 2.17. Rezistențele de curgere ale amplificatorului de putere.

rezistența de tip bilă-cilindru. Ajustarea punctului de zero al amplificatorului se face cu ajutorul arcului superior aflat în camera A. [Semnalul de la ieșire trebuie determinat strict numai de P_i . În absența membranelor de compensare 3 și 4 (fig. 2.15) orice fluctuație a presiunii de alimentare P_s este simțită la ieșire întrucît rezistența de alimentare oferă aceeași secțiune de curgere. În cazul compensării, creșterea lui P_s peste 1,4 bari crează o forță pe membranele de compensare care acționează asupra echipajului mobil 2 modificînd cele două rezistențe de curgere astfel încît semnalul la ieșire să rămînă neschimbat.

Modelul matematic liniar al amplificatorului. În modelarea matematică a amplificatorului de putere se folosesc rezultatele analizei amplificatorului ajutaj-clapetă. Din punctul de vedere al curgerii fluidului și aici importante sînt cele două rezistențe, sferă-cilindru și con-cilindru (fig. 2.17), numai că ambele sînt variabile.

Din considerente geometrice, se pot determina secțiunile de curgere ale celor două rezistențe A_{12} și A_{23} , în care A_{12} este secțiunea de trecere a rezistenței de alimentare con-cilindru, iar A_{23} este aria de curgere a rezistenței bilă-cilindru.

Pentru construcții uzuale de amplificatoare de putere, mărimile geometrice se modifică în următoarele game: $R_b = 1 \dots 2 \text{ mm}$, $R_s = 0,8 + \dots + 1,8 \text{ mm}$, $\beta = 20 \dots 35^\circ$, $L = 0,3 \dots 0,7 \text{ mm}$ deplasarea totală a echipajului mobil. Ariile efective de curgere sînt $\alpha_{12}A_{12}$ și $\alpha_{23}A_{23}$ în care α_{12} și α_{23} sînt coeficienții de debit care caracterizează global pierderile locale de presiune în rezistențe, prin frecare și turbionare. Într-un calcul aproximativ se consideră $\alpha_{12} = \alpha_{23} = 1$. Caracteristica statică este liniară (fig. 2.18).

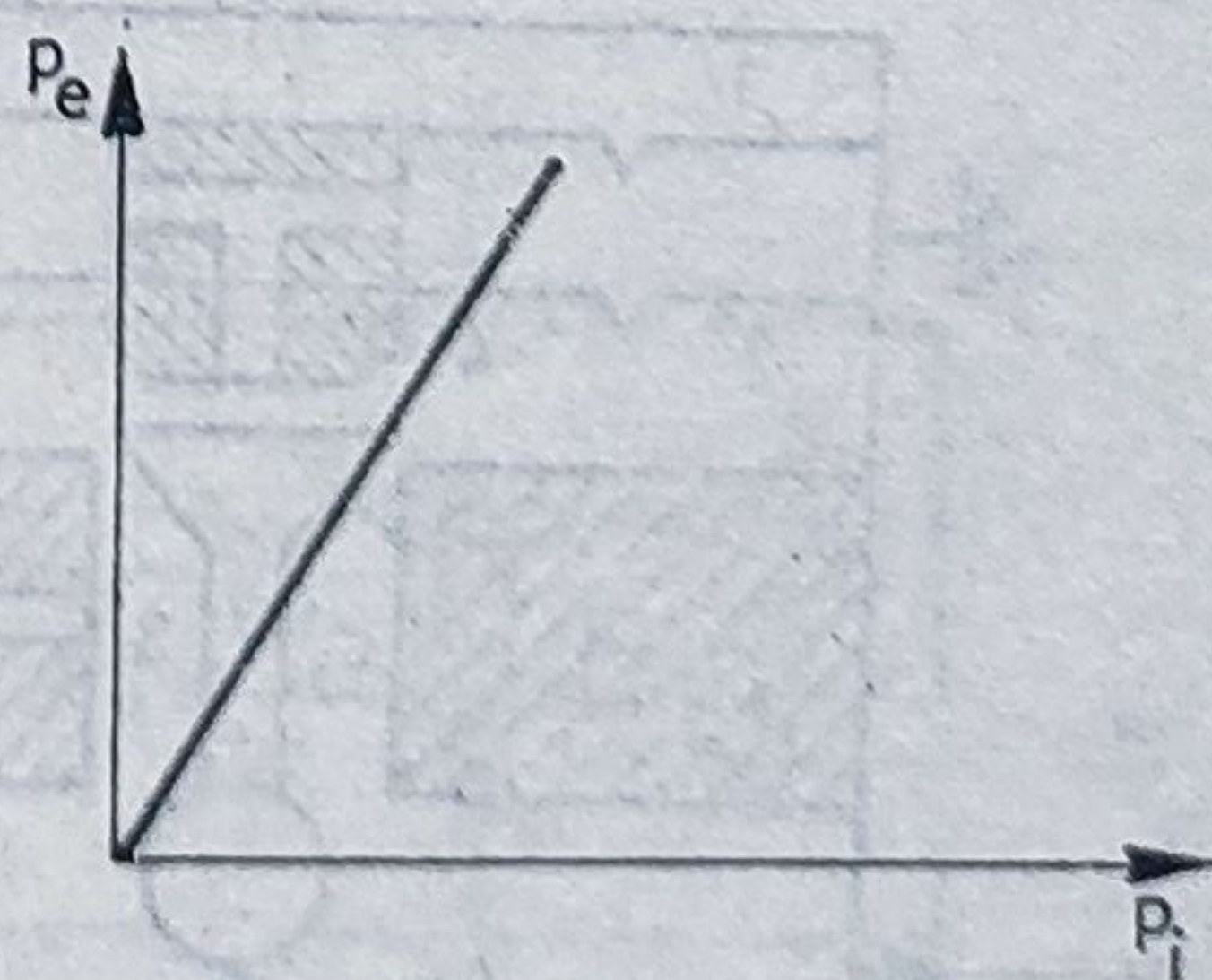


Fig. 2.18. Caracteristica statică a amplificatorului de putere.

Ecuatia de echilibru a forțelor pe elementele mobile ale amplificatorului se scrie:

$$p_i S_m + K_R X_R = m\ddot{x} + b\dot{x} + K_m x + F_{ae} \quad (2.6)$$

în care:

- S_m este suprafața activă a membranei 1;
- K_R — rigiditatea resortului din camera A;
- X_R — deplasarea resortului de zero din camera A;
- m — masa pieselor în mișcare din interiorul amplificatorului;
- b — coeficient de frecare vîscoasă;
- K_m — rigiditatea echivalentă a grupului de membrane din amplificator;
- x — deplasarea membranei 1;
- F_{ae} — forța aerodinamică care se exercită pe întregul ansamblu mobil al amplificatorului.

Forța aerodinamică are expresia:

$$F_{ae} = \frac{\pi d_s^2}{4} (p_s - p_0) - 1,12 A_{12} (p_s - p_e) - 0,97 A_{23} (p_e - p_0) \quad (2.7)$$

Pentru variații mici ale lui x , forța F_{ae} este practic constantă. Corespunzător amplificatorului tip IEPAM-Bîrlad, în care: $S_m = 3,25 \text{ cm}^2$, $X_R = 0,26 \text{ mm}$ iar valorile $m\ddot{x}$ — forța de inerție și $b\dot{x}$ — forța de frecare vîscoasă se neglijează ca avînd valori extrem de mici, rezultă o funcție de transfer pentru întregul amplificator de putere de forma:

$$H(s) = \frac{\Delta p_e(s)}{\Delta p_i(s)} = \frac{K_A}{\tau s + 1} = \frac{9}{0,5s + 1} \quad (2.8)$$

Valorile uzuale pentru factorul de amplificare în presiune sînt:

$K_A = 7 \dots 12$ iar pentru constanta de timp de întîrziere $\tau = 0,4 \dots 0,8 \text{ s}$.

2.3.2. Amplificatoare de putere cu consum intermitent

Structura unui asemenea amplificator este dată în fig. 2.19. El are două membrane 1 și 2, un echipaj mobil 3 și patru camere de aer: C_1 — camera semnalului de comandă; C_2 — camera de eșapare în atmosferă; C_3 — camera de ieșire, din care se obține semnalul p_e ; C_4 — camera de alimentare.

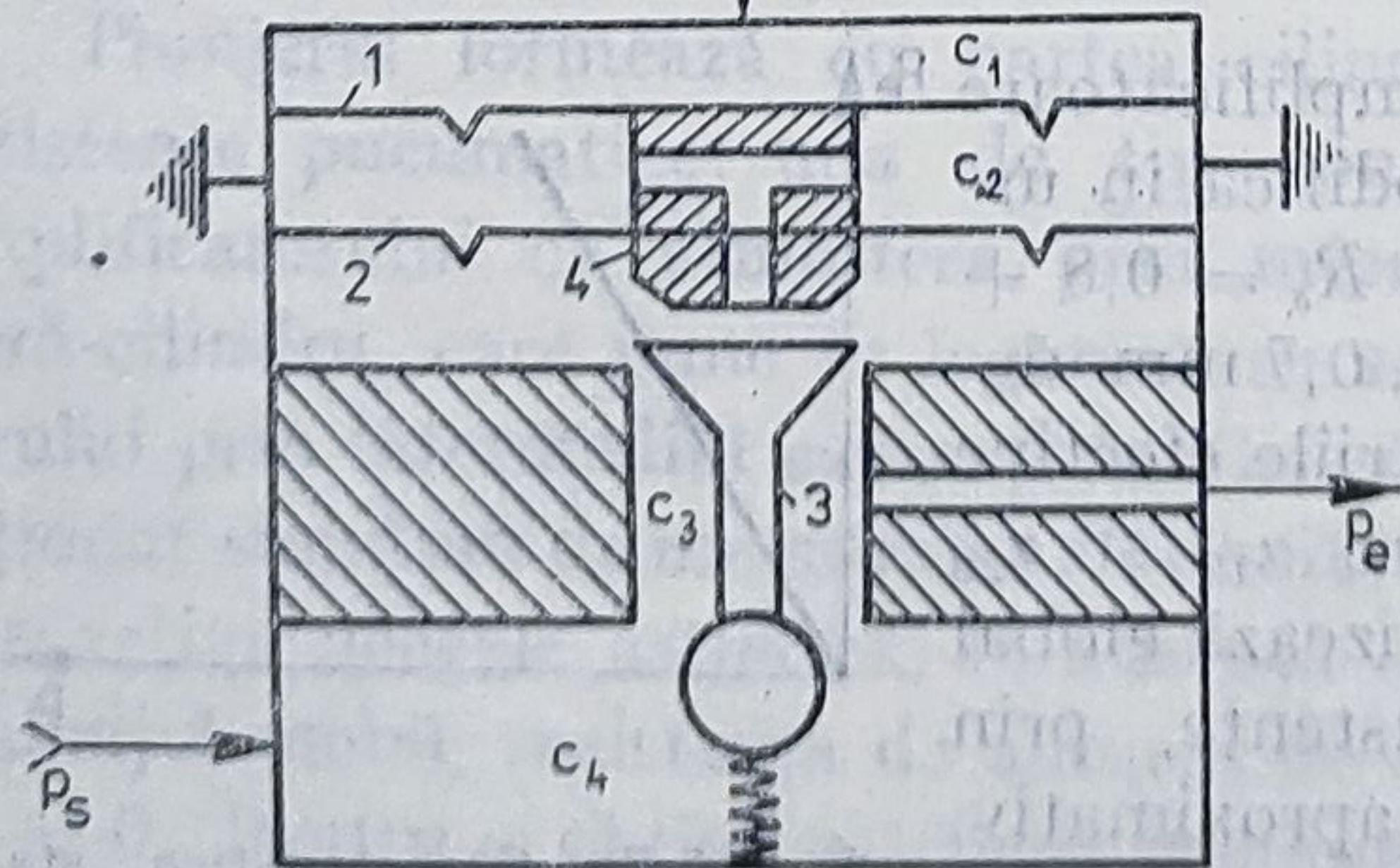


Fig. 2.19. Amplificator de putere cu consum intermitent.

Principial, acest tip de amplificator nu diferă de cel cu consum continuu. Aici sînt prezente de asemenea două rezistențe variabile (concilindru și sferă-cilindru) care pun camera amplificatorului în legătură cu atmosfera, respectiv cu sursa de alimentare. Cînd semnalul de comandă este nul, resortul din camera de alimentare C_4 menține sfera lipită de scaun și presiunea la ieșire este zero.

La creșterea semnalului de comandă, grupul de membrane coboară, piesa 4 vine în contact cu plunjerul 3, care este împins în jos deschizând rezistența de alimentare sferă-cilindru. Camera de aer C_3 își întrerupe legătura cu atmosfera și va fi pusă în legătură cu alimentarea. Presiunea la ieșire crește. În același timp, p_e realizează o forță de presiune (reacție negativă) asupra membranei 2 provocând ridicarea blocului 4 și dezobturarea rezistenței con-cilindru, descărcînd astfel camera C_3 în atmosferă prin spațiul dintre membranele 1 și 2. Scăzînd presiunea din C_3 , grupul de membrane 1 și 2 revine în poziția inițială închizînd eșaparea în atmosferă. În acest mod, amplificatorul nu are un consum continuu prin intermediul rezistenței de eșapare, ci unul intermitent. Acest lucru se întîmplă cît timp ține regimul dinamic de funcționare. Ariile efective ale celor două membrane sînt diferite. Raportul ariilor efective reprezintă însăși raportul de amplificarea al amplificatorului.

2.3.3. Alte tipuri de amplificatoare de putere

Din punct de vedere constructiv, gama amplificatoarelor de putere este extrem de largă, fiecare firmă constructoare, practic, își are propriul său sistem de amplificatoare. În ceea ce privește principiile de funcționare, noutățile sînt puține: același tandem de rezistențe variabile care se modifică sub influența semnalului de comandă. Ceea ce diferă de la un aparat la altul este tipul rezistențelor sau prezența unor reacții interne pentru liniarizare sau pentru eliminarea influenței negative a fluctuației variației sursei de alimentare.

În cele ce urmează, se prezintă cîteva tipuri de amplificatoare de putere avînd o structură mai puțin întîlnită.

La amplificatorul de putere prezentat în fig. 2.20 cele două rezistențe variabile care lucrează în tandem sînt reprezentate de interstițiile dintre clapeta 2 și ajutajele 3 și 4. Primul etaj este alimentat, cel de-al doilea face legătura cu atmosfera. În funcție de deplasarea membranei 1 sub influența semnalului de comandă p_i sosit de la preamplificatorul ajutaj-clapetă, clapeta 2 este deplasată schimbînd simultan valoarea secțiunilor de curgere ale aerului: de la alimentare către camera C_2 și de la aceasta către atmosferă prin intermediul ajutajului 4. Semnalul de presiune de la ieșire se obține din camera de aer C_2 . Totodată, presiunea p_e exercită o reacție negativă pe membrana C_1 . De notat că suprafețele active S_1 și S_2 ale membranei de comandă nu sînt egale ($S_1 > S_2$).

Schema funcțională a amplificatorului se prezintă în fig. 2.21, din care rezultă că elementul este proporțional cu întîrziere de ordinul doi:

$$H(s) = \frac{p_e(s)}{p_i(s)} = \frac{K_0}{(\tau_1 s + 1)(\tau_1 s + 1)} \quad (2.9)$$

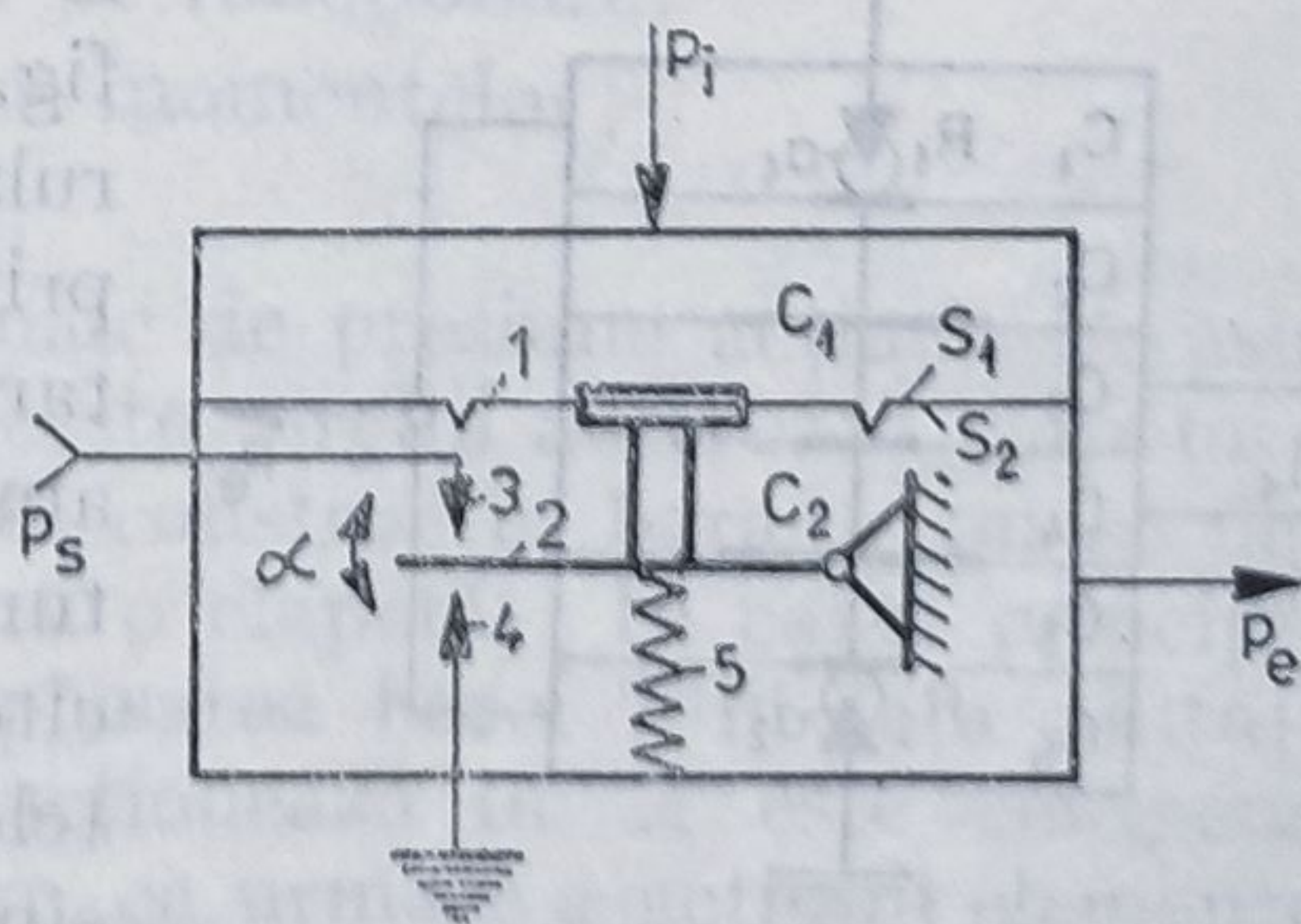


Fig. 2.20. Amplificator de putere cu rezistențe de tip ajutaj-clapetă.

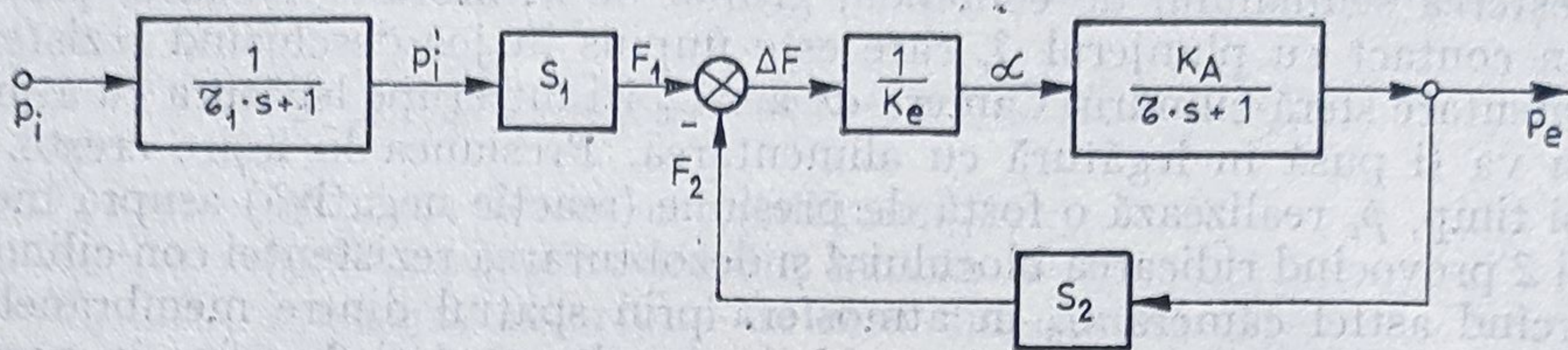


Fig. 2.21. Schema funcțională a amplificatorului din fig. 2.20.

în care:

$$K_0 = \frac{S_1 \cdot K_A}{K_e + K_A \cdot S_2}; \quad \tau' = \frac{K_e \cdot \tau}{K_e + K_A \cdot S_2};$$

$\tau_1 = R_i \cdot C_1$ — constanta de întârziere a circuitului de intrare (rezistența de intrare, capacitatea camerei C_1); τ — constantă de timp de întârziere a amplificatorului de putere format din rezistențele variabile de tip ajutoraj-clapetă și capacitatea camerei de intrare C_2 ; K_e — rigiditatea echivalentă a ansamblului de elemente elastice 1,5; K_A — factorul de amplificare al amplificatorului de putere.

Un amplificator de un tip asemănător celui prezentat mai sus, dar avînd mai multe membrane de comandă, este cel reprezentat în fig. 2.22. Și aici, cele două rezistențe variabile R_1 și R_2 se realizează în spațiile dintre membrane și ajutorajele a_1 și a_2 . Primul ajutoraj este de alimentare, cel de-al doilea este de evacuare în atmosferă. Cele cinci membrane avînd suprafețe active neegale formează în corpul amplificatorului șase camere de aer: C_1 este camera alimentată din care se obține presiunea de la ieșire; C_6 este camera pusă în legătură cu atmosfera; $C_2 + C_5$ sînt folosite pentru primirea semnalelor de comandă. Amplificatorul are și o reacție de la ieșire aplicată pe ultima membrană în camera C_6 . Ca urmare a numărului mare de membrane posibilitățile de lucru ale acestui amplificator sînt mai mari, el fiind folosit drept comparator, iar în urma unor reacții care i se pot adăuga este capabil să efectueze operații mai complexe (integrări, derivări etc.).

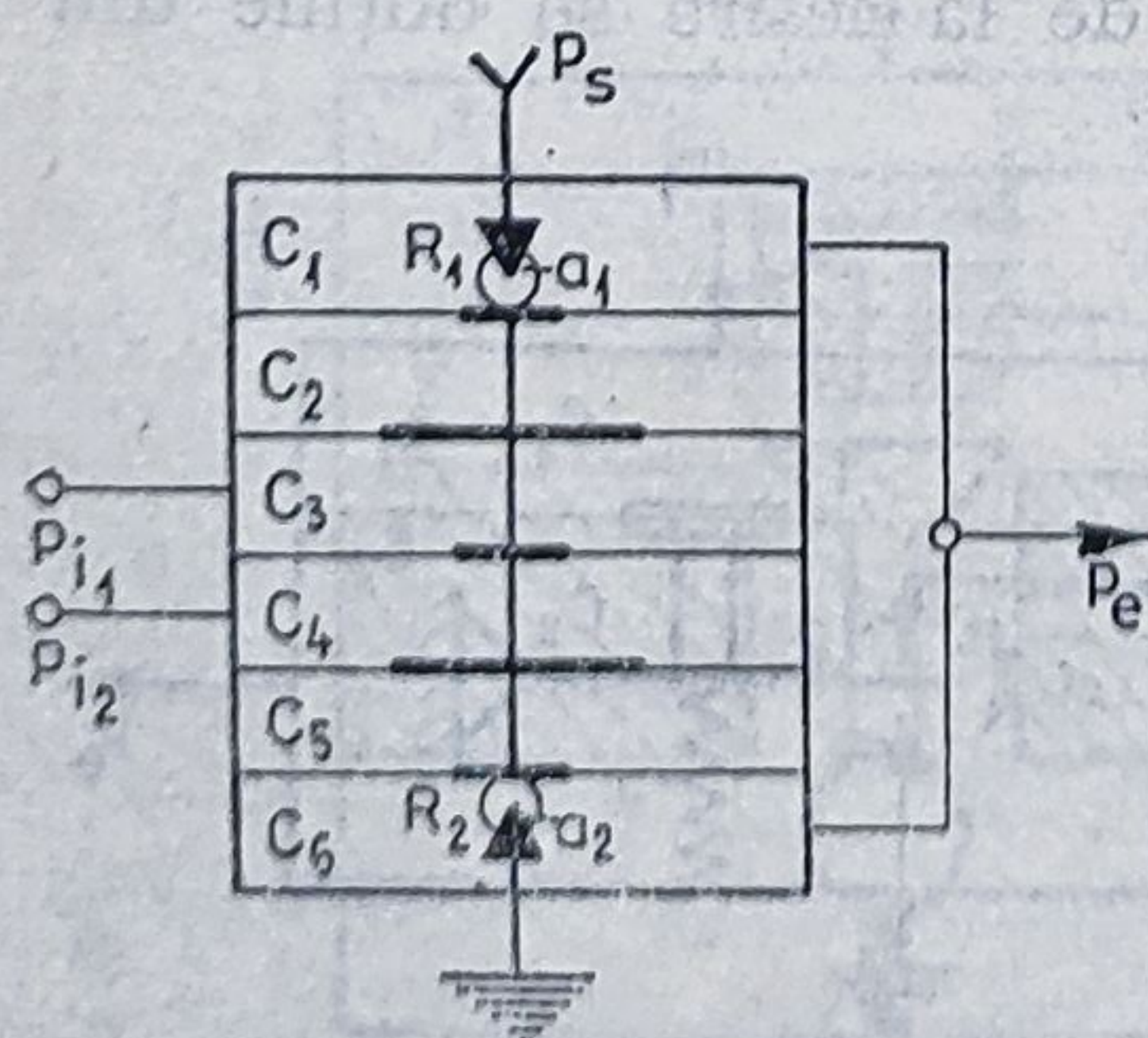


Fig. 2.22. Amplificator de putere cu cinci membrane.

De o construcție specială se dovedește a fi amplificatorul de putere cu două ieșiri, fig. 2.23. La acesta, alimentarea preamplificatorului ajutoraj-clapetă aflat în amonte se face prin rezistența R_0 , presiunea de alimentare se aplică în camera C_2 pentru compensarea amplificatorului la variația lui p_s , iar în structură se găsesc două blocuri A_1 și A_2 fiecare cu cîte două rezistențe variabile care sînt adevăratele amplificatoare de putere. Rezistențele lor sînt acționate mecanic de tija 4 în contratimp: cînd A_1 dă semnalul la ieșirea p_{e1} , A_2 este închis și invers. Membranele 1, 2 și 3 au suprafețele

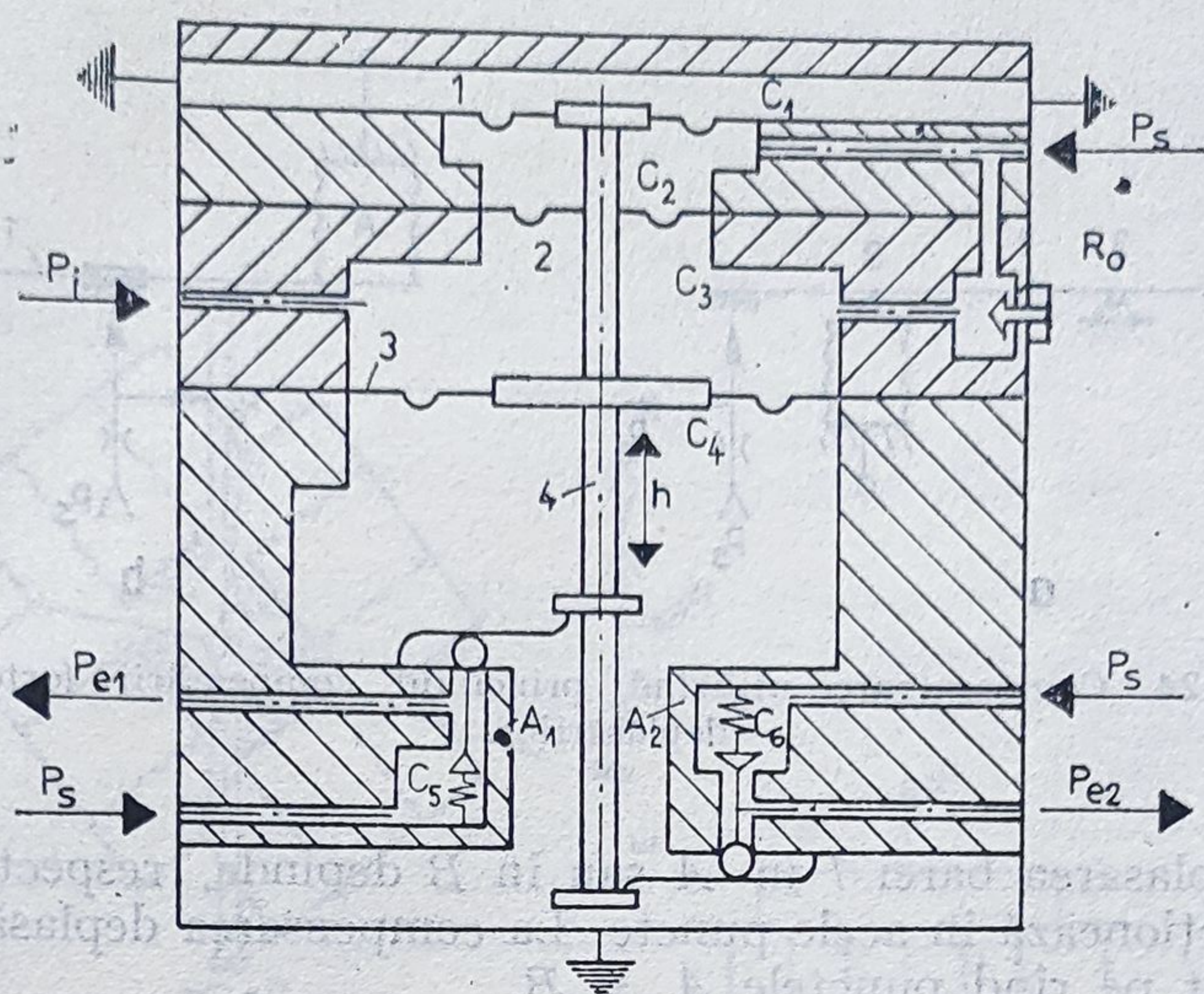


Fig. 2.23. Amplificator de putere cu două mărimi de ieșire.

active neegale. Semnalul de comandă p_i de la preamplificator se aplică în camera C_3 pe membrana 3, aceasta avînd suprafața activă mai mare. Camera C_4 este pusă în legătură cu atmosfera.

2.4. Comparatoare pneumatice

În aparatura pneumatică de reglare automată (reglatoare, traductoare, servomotoare cu poziționar, convertoare ș.a.) ca urmare a prezenței reacției de presiune sau de poziție — fie în scopul liniarizării caracteristicii de funcționare, fie, mai ales, în scopul obținerii unei anumite dependențe dintre semnalele de intrare și cele de ieșire (reglatoare, elemente de calcul) — apare necesitatea comparării forțelor de presiune. Forțele de presiune se dezvoltă pe elemente elastice de tip burduf, capsulă sau membrană. Compararea acestor forțe se face prin însumarea pe pîrghii, discuri sau alte tipuri de elemente mecanice. În afara tipurilor constructive, comparatoarele trebuie încadrate în două mari clase referitoare la principiul de funcționare:

- principiul compensării forțelor sau momentelor;
- principiul compensării deplasărilor.

Elementele elastice care primesc semnale de presiune acționează asupra unor pîrghii 1 (fig. 2.24). La rîndul lor, aceste pîrghii activează clapeta care se deplasează în fața ajutorului 2 (la unele construcții, bara 1 nu se deplasează direct în fața ajutorului ci acționează o clapetă). În cazul principiului compensării deplasărilor (fig. 2.24, a), deplasarea barei 1 în fața ajutorului sub influența elementului elastic care acționează în A este compensată de deplasarea în sens contrar a aceleiași bare, ca urmare a acțiunii elementului i

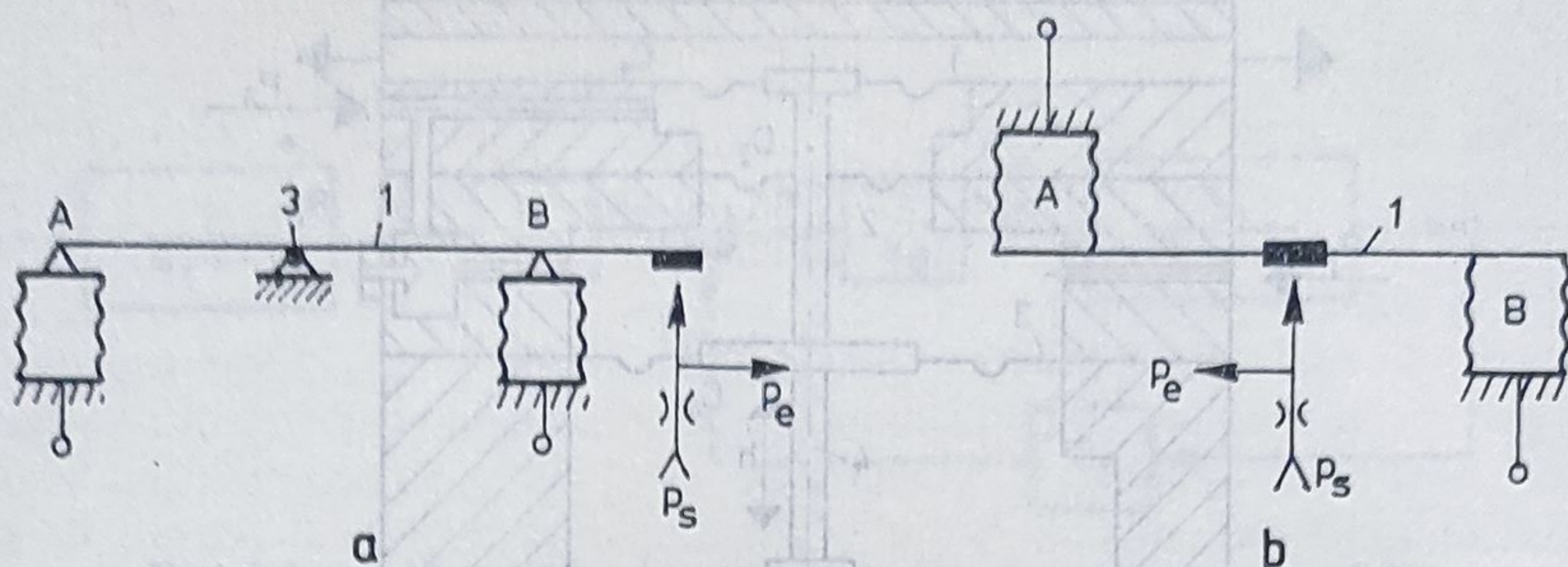


Fig. 2.24. Comparatoare utilizând principiul compensării forțelor și deplasărilor.

elastic B . Deplasarea barei 1 în A sau în B depinde, respectiv, numai de forțele care acționează în acele puncte. La compensarea deplasărilor, centrele de rotație sînt pe rînd punctele A și B .

La principiul compensării forțelor (fig. 2.24, b) forța dată de elementul elastic în A este compensată de forța de presiune cu care un alt element elastic acționează în B , bara 1 fiind aici articulată în 3. Același lucru se întîmplă și cu momentele forțelor de presiune dezvoltate de burdufuri considerate față de aceeași articulație 3. În cazul compensării forțelor sau momentelor, deplasarea barei de forță 1 în A sau în B depinde nu numai de forțele locale, ci de ansamblul forțelor de presiune dezvoltate de elementele elastice pe bara 1.

Majoritatea aparaturii pneumatice folosite în reglarea automată lucrează pe baza compensării forțelor pentru următoarele motive: deplasările barei de forță sînt mult mai mici decît în cazul compensării deplasărilor, se obține o precizie mai bună a aparaturii respective, iar în regim dinamic constantele de timp parazite au valoare mică. Elementele pneumatice care folosesc membrane nu pot fi realizate decît pe principiul compensării forțelor.

În fig. 2.25 se prezintă cîteva tipuri de comparatoare bazate pe principiul compensării forțelor, realizate prin diverse mijloace constructive (burdufuri așezate în linie și în cruce, membrane).

2.5. Traductoare pneumatice

Structura traductoarelor comportă, după cum se cunoaște, două părți esențiale: elementul sensibil și adaptorul (fig. 2.26). Primul se găsește direct sub influența parametrului care trebuie măsurat (presiune, temperatură, debit, turație, tensiune, concentrație etc.). Cel de-al doilea element prelucrează informația primită de la elementul sensibil și o convertește într-un semnal y_r , de regulă unificat, care se modifică în mod obligatoriu într-o anumită gamă de valori. În cazul traductoarelor pneumatice aceste valori sînt 0,2 ... 1 bar. În domeniul respectiv, traductorul se comportă liniar.

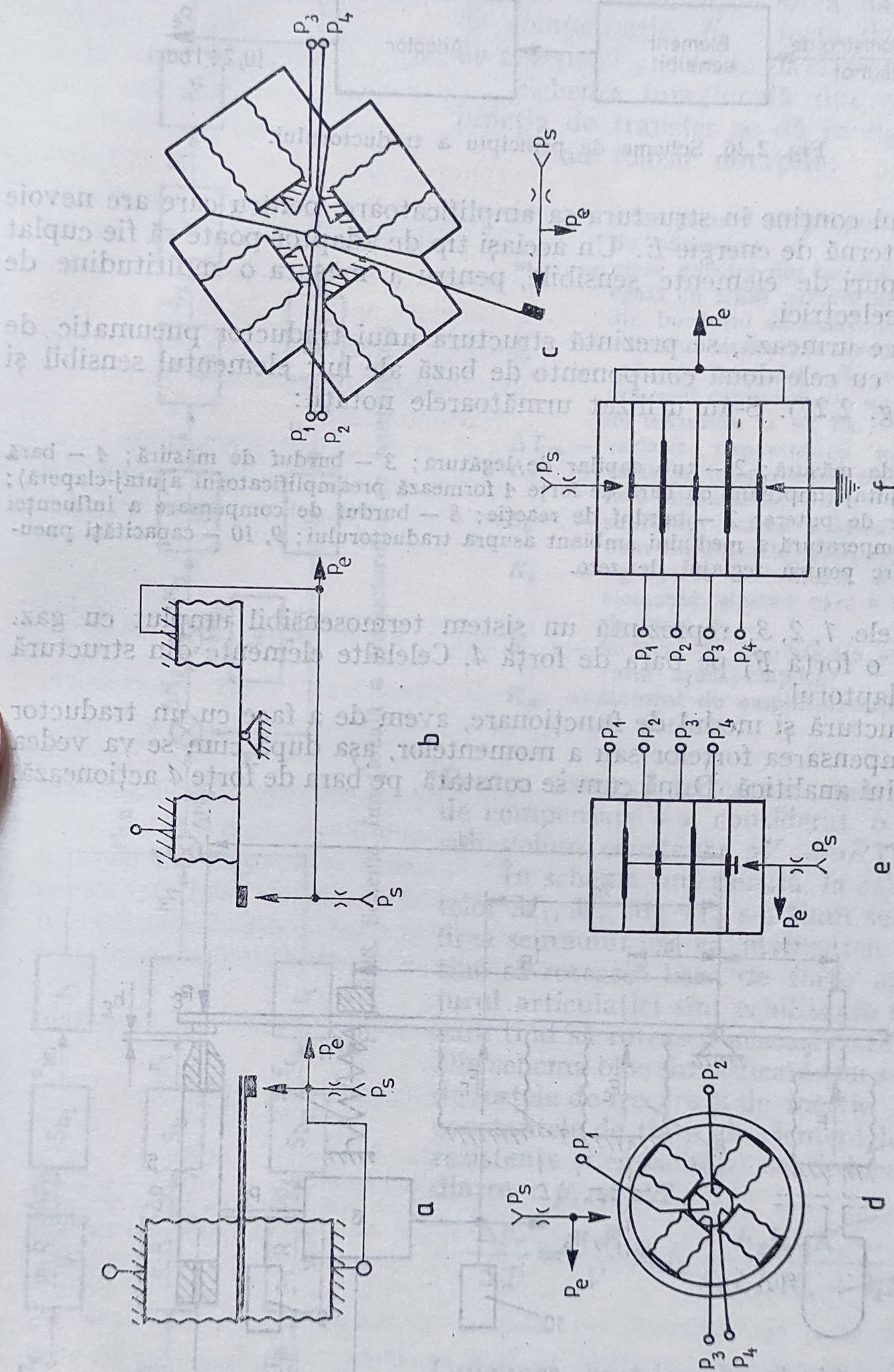


Fig. 2.25. Comparatoare bazate pe principiul compensării forțelor.

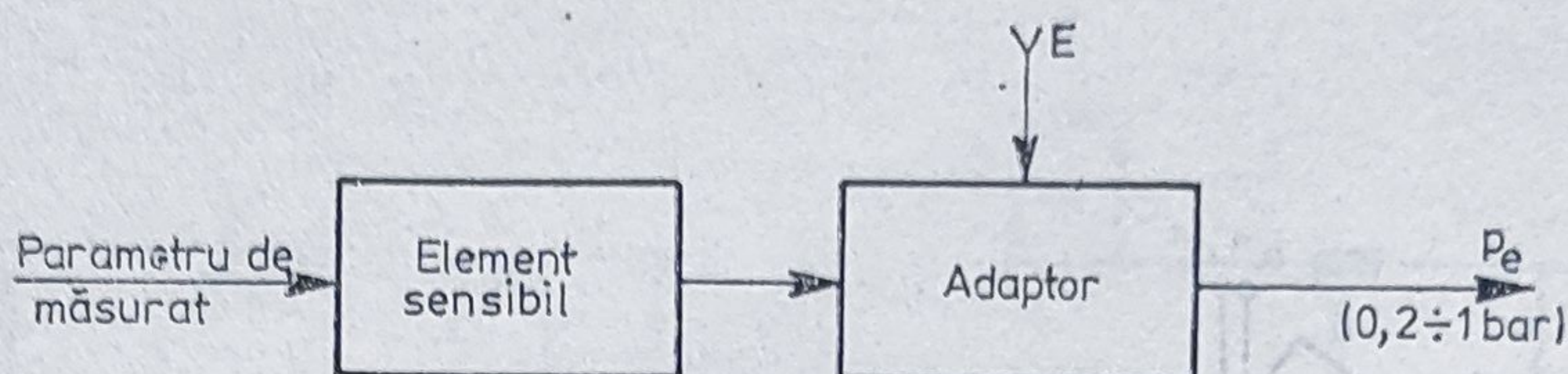


Fig. 2.26. Schema de principiu a traductorului.

Adaptorul conține în structura sa amplificatoare, pentru care are nevoie de o sursă externă de energie E . Un același tip de adaptor poate să fie cuplat la diferite tipuri de elemente sensibile, pentru a măsura o multitudine de parametri neelectrici.

În cele ce urmează, se prezintă structura unui traductor pneumatic de temperatură, cu cele două componente de bază ale lui: elementul sensibil și adaptorul (fig. 2.27). S-au utilizat următoarele notații:

1 — bulb de măsură; 2 — tub capilar de legătură; 3 — burdof de măsură; 4 — bară de forțe; 5 — ajutoraj (împreună cu bara de forțe 4 formează preamplificatorul ajutoraj-clapetă); 6 — amplificator de putere; 7 — burdof de reacție; 8 — burdof de compensare a influenței variațiilor de temperatură a mediului ambiant asupra traductorului; 9, 10 — capacități pneumatice; 11 — arc pentru reglajul de zero.

Elementele 1, 2, 3, reprezintă un sistem termosensibil umplut cu gaz. Ele introduc o forță F_1 pe bara de forțe 4. Celelalte elemente din structură formează adaptorul.

Prin structură și modul de funcționare, avem de a face cu un traductor bazat pe compensarea forțelor sau a momentelor, așa după cum se va vedea din tratarea lui analitică. După cum se constată, pe bara de forțe 4 acționează,

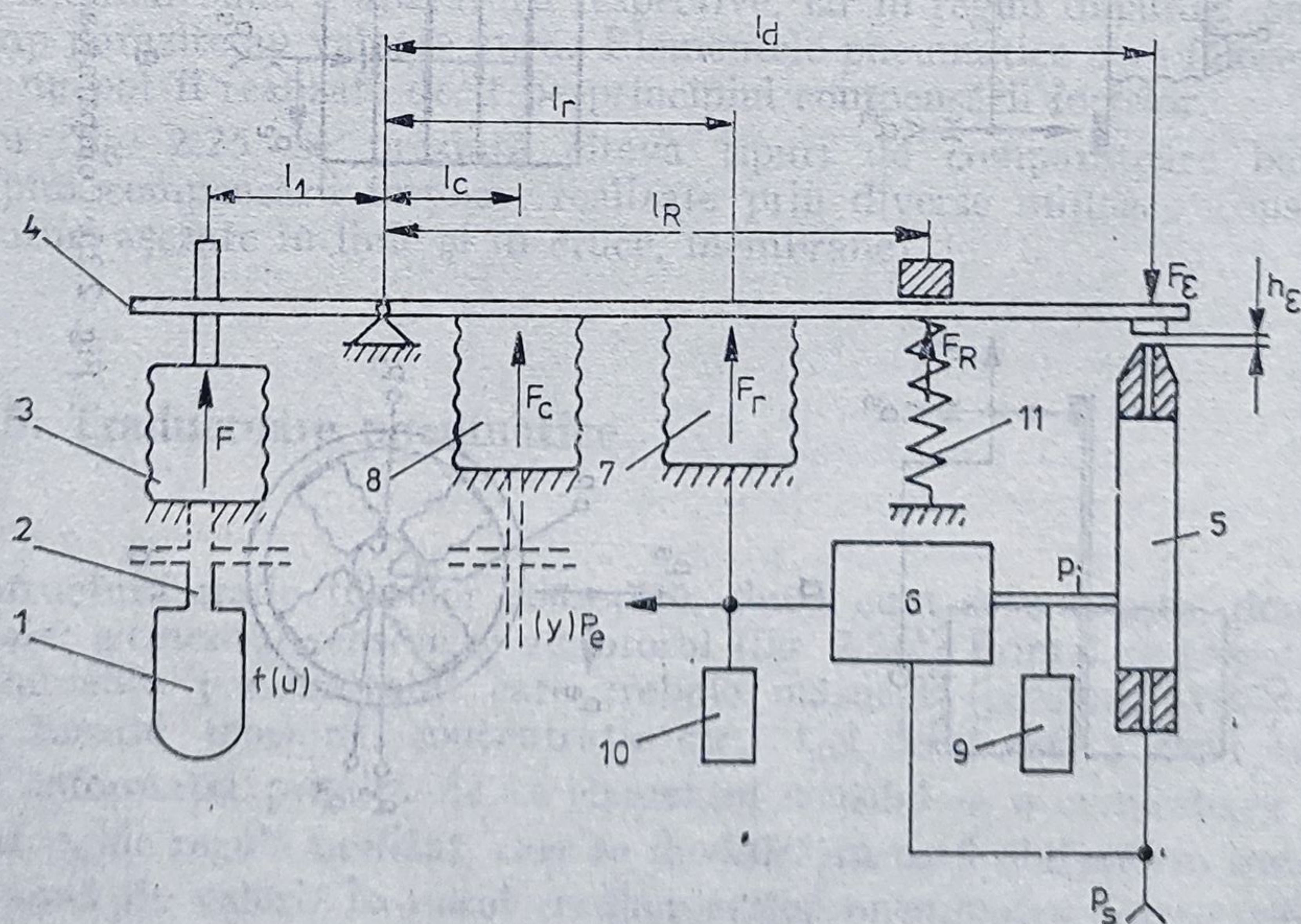


Fig. 2.27. Traductor pneumatic de temperatură.

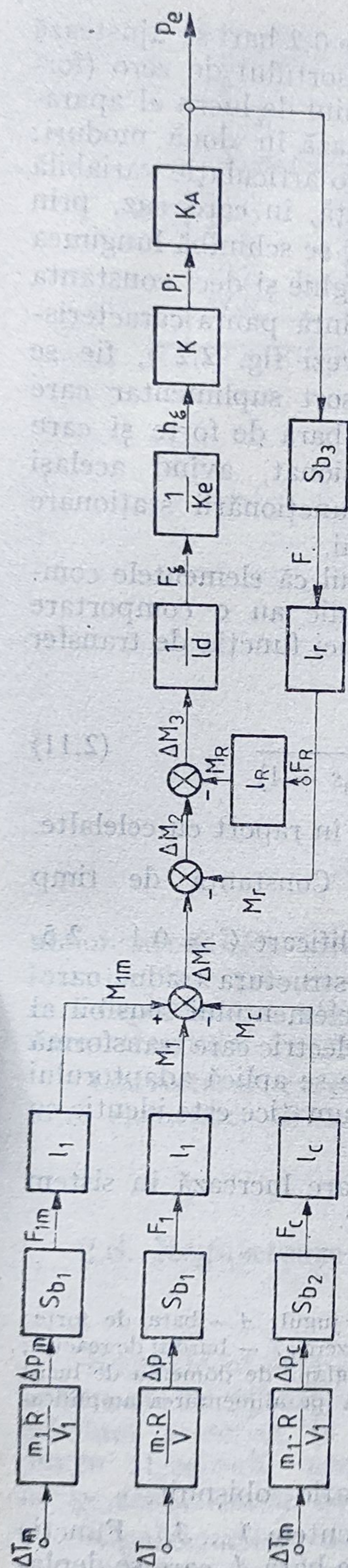


Fig. 2.28. Schema funcțională a traductorului de temperatură.

la diverse lungimi de braț față de articulație, o multitudine de forțe: F_1 — forța dată de elementul sensibil, F_c — forța dată de burduful de compensație, F_r — forța dată de burduful de reacție, F_R — forța dată de arcul de zero.

Schema funcțională din care se deduce funcția de transfer se dă în fig. 2.28.

S-au folosit notațiile:

- m — masa gazului din sistemul termomanometric de măsurare;
- m_1 — masa gazului din burduful de compensare, egală cu masa gazului din tubul capilar și din burduful de măsurare;
- V — volumul sistemului termomanometric;
- V_1 — volumul burdufului de compensare, egal cu volumul capilarului și cu cel al burdufului de măsurare la un loc;
- ΔT_m — variația temperaturii mediului ambiant;
- ΔT — variația temperaturii mediului în care se face măsurarea;
- S_b — suprafața activă a burdufurilor (presupunem burdufurile diferite);
- K_e — rigiditatea echivalentă a ansamblului de elemente elastice care acționează pe bara de forțe 4;
- K — factorul de amplificare al preamplificatorului ajutor-clapetă;
- K_A — factorul de amplificare al amplificatorului de putere.

Pentru sistemul termomanometric și burduful de compensare s-a considerat o transformare sub volum constant: $pV = \nu RT$.

În schema funcțională, la calculul momentelor M_1 , M_c , M_r , M_R s-a ținut seama, la stabilirea semnului lor, că momentele forțelor care tind să rotească bara de forțe spre stînga în jurul articulației sînt echilibrate de momentele care tind să rotească aceeași bară în sens opus. Din schema bloc simplificată (nu s-a ținut seama de forțele de frecare și de inerție, precum și de constantele de timp ale elementelor care conțin rezistențe și capacități) se deduce dependența dintre Δp_e și ΔT :

$$\frac{\Delta p_e}{\Delta T} = \frac{\nu R}{V} S_{b1} l_1 \frac{F_R l_R l_d K_e - K K_A}{S_{b3} l_r K K_A + l_d K_e l_R S_{b3} l_r} = C_0 \quad (2.10)$$

Lungimea brațelor de pîrghie și suprafețele burdufurilor se aleg astfel încît pentru a se realiza compensarea trebuie ca: $S_{b1} \cdot l_1 = S_{b3} \cdot l_c$. Relația (2.10) arată o dependență liniară între Δp_e și ΔT (fig. 2.29).

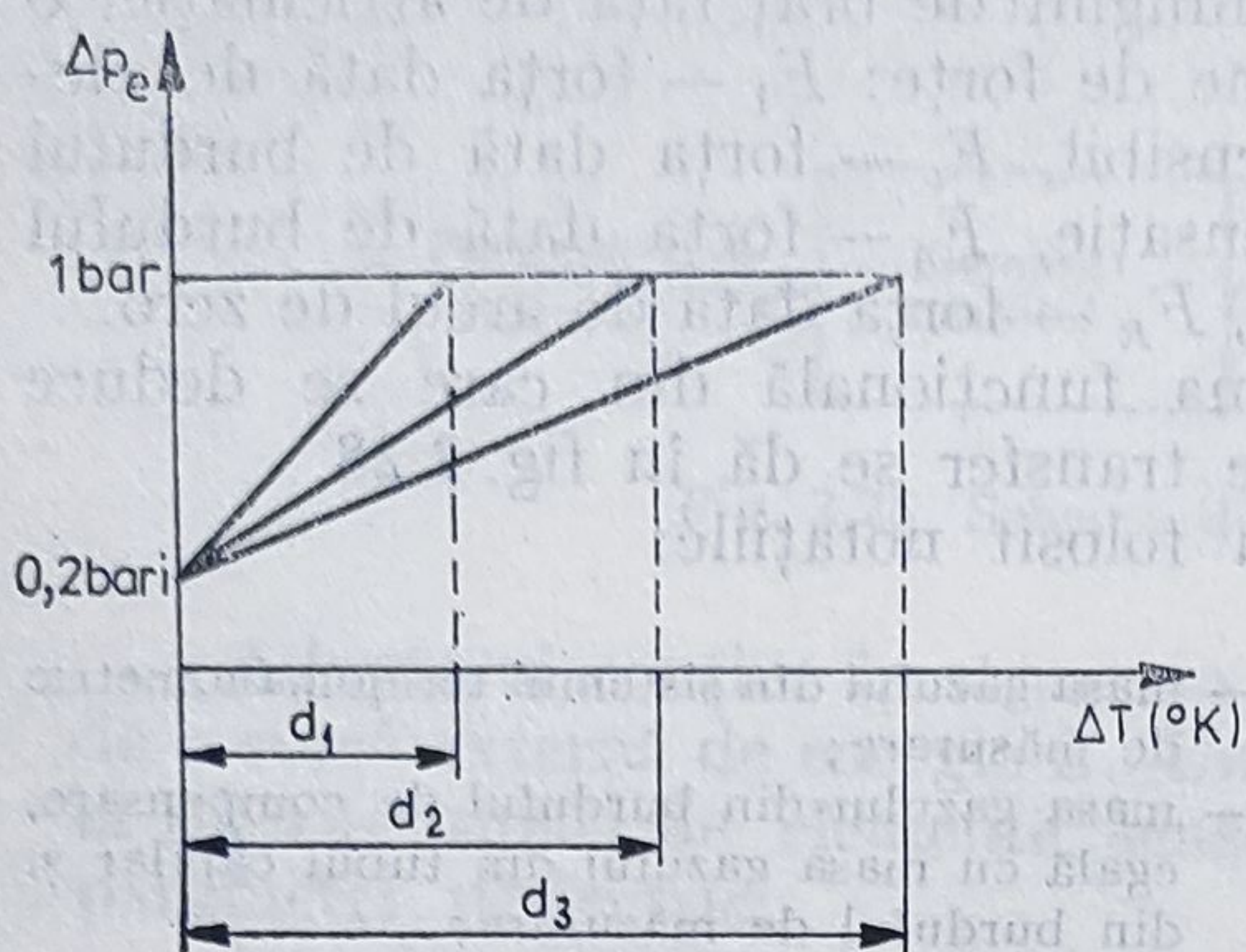


Fig. 2.29. Caracteristica statică a traductorului de temperatură.

Dacă se ține seama în tratarea analitică și de faptul că elementele componente: amplificatoare, burdufurile în regim dinamic au o comportare proporțională cu întârzieri de ordinul întâi sau doi, atunci funcția de transfer a traductorului capătă forma:

$$H(s) = \frac{\Delta p_e(s)}{\Delta T(s)} = \frac{C}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)(\tau_3 s + 1)} \quad (2.11)$$

în care una dintre constantele de timp este dominantă în raport cu celelalte.

Aceasta ne conduce la a accepta forma: $H(s) = \frac{C}{\tau s + 1}$. Constanta de timp are valori uzuale $\tau = 0,2 \dots 1,5$ s., iar factorul de amplificare $C = 0,1 \dots 2,5$.

O categorie aparte de elemente pneumatice avînd structura traductoarelor o reprezintă *convertoarele electropneumatice*. Locul elementului sensibil al traductorului este preluat la convertor de un dispozitiv electric care transformă variațiile de curent electric într-o variație de forță care se aplică adaptorului pe bara de forțe. Adaptorul la convertoarele electropneumatice este identic cu cel de la traductoare.

În fig. 2.30 se prezintă un astfel de convertor care lucrează în sistem unificat, cu intrarea 2 ... 10 mA și ieșirea 0,2 ... 1 bar.

Notațiile din fig. 2.30 au următoarea semnificație:

1 — armătura mobilă a electromagnetului; 2 — înfășurarea; 3 — jugul; 4 — bara de forțe; 5 — preamplificatorul ajutăj-clapetă; 6 — resort pentru reglajul de zero; 7 — burduf de reacție; 8 — șurub pentru reglarea forței resortului 6; 9 — șurub pentru reglajul de domeniu de lucru al aparatului; 10 — amplificator de putere; 11 — rezistență fină pe alimentarea amplificatorului ajutăj-clapetă.

Elementele 4 ... 11 formează un adaptor pneumatic obișnuit.

Partea de conversie curent-forță se face în elementele 1 ... 3. Funcție de valoarea curentului de intrare se dezvoltă o forță pe bara 4, care se deplasează în fața ajutăjului 5 modificînd presiunea din camera acestuia. Respectiva presiune reprezintă intrarea de comandă în amplificatorul de putere 10. Ieșirea din traductor p_e este folosită pe calea de reacție în burduful 7, care

Punctul de 0,2 bari se ajustează cu ajutorul resortului de zero (forța F_R). Domeniul de lucru al aparatului se ajustează în două moduri: fie se prevede o articulație variabilă a barei de forță, în care caz, prin modificarea ei, se schimbă lungimea brațelor de pîrghie și deci constanta C_0 care reprezintă panta caracteristicii statice (vezi fig. 2.27), fie se prevede un resort suplimentar care acționează pe bara de forțe și care poate fi tensionat, avînd același efect asupra funcționării staționare a traductorului.

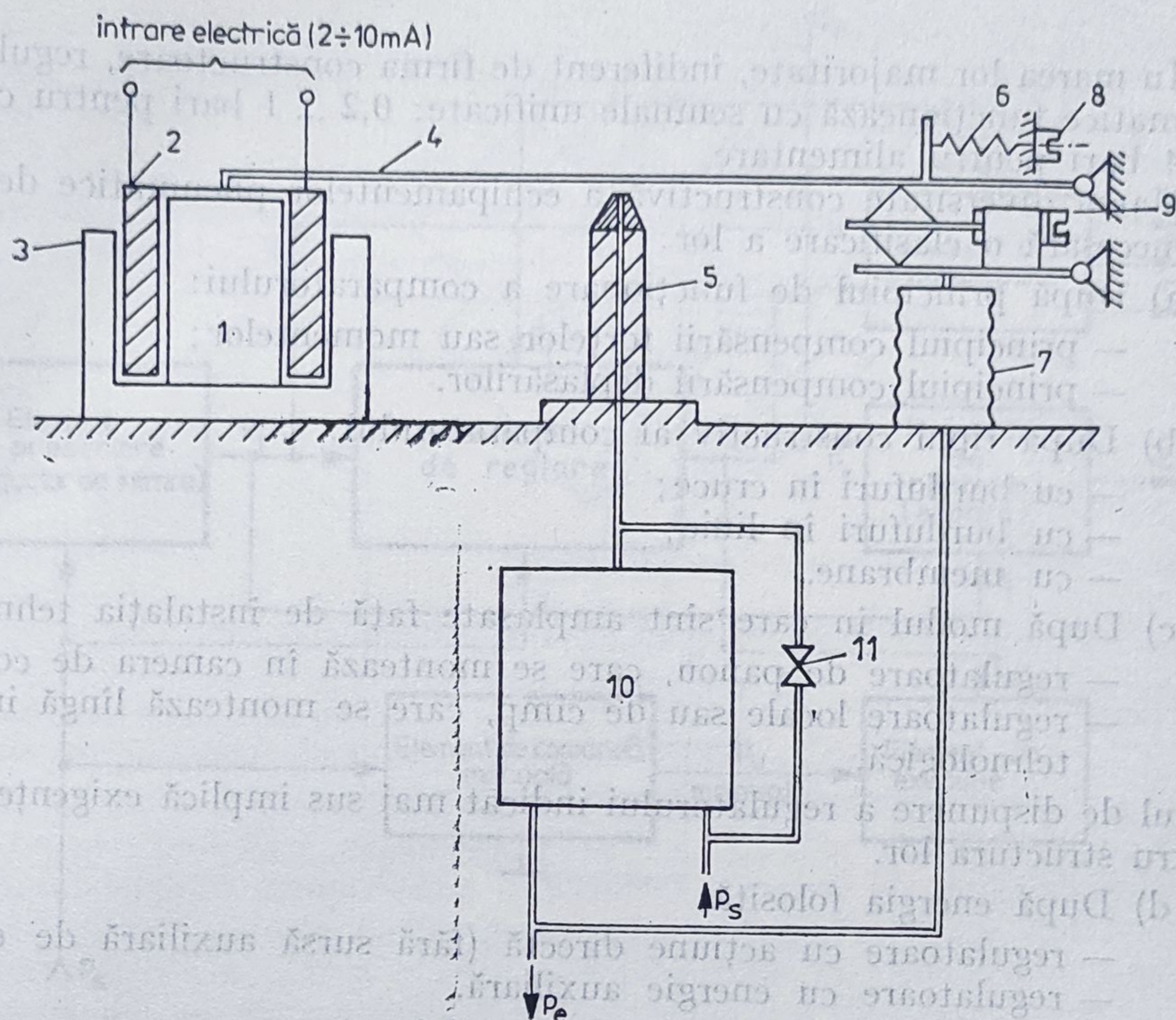


Fig. 2.30. Convertor electropneumatic.

acționează în sens invers pe aceeași bară de forțe 4. Reglajul de domeniu de lucru se face prin modificarea gradului de reacție cu ajutorul șurubului 9, care deplasează o articulație mobilă. Zero-ul aparatului se fixează prin tensiunea resortului 6, care acționează asupra aceleiași bare de forțe 4.

Convertorul curent-presiune reprezintă un echipament de interfață între elementele electrice și cele pneumatice dintr-un sistem de reglare.

2.6. Reglatoare pneumatice

Regulatorul este elementul cel mai important al unui sistem de reglare automată. El primește la intrare mărimea de reacție din sistem, precum și mărimea prescrisă, le compară și prelucerează eroarea obținută după unul dintre algoritmi cunoscuți: P, PI, PID (la reglatoarele convenționale), iar pe această bază asigură o comandă pentru servomotor.

Reglatoarele pneumatice sînt utilizate cu predilecție în sistemele de reglare a unor procese în care evoluția parametrilor se face lent (de ordinul minutelor sau zecilor de minute), întrucît și parametrii de acord ai reglatoarelor la care operatorul uman are acces, T_i și T_d , sînt constante de timp de valoare ridicată și, structural, nu pot fi coborîte sub anumite valori.

În marea lor majoritate, indiferent de firma constructoare, regulatoarele pneumatice funcționează cu semnale unificate: 0,2 ... 1 bari pentru comandă și 1,4 bari pentru alimentare.

Marea diversitate constructivă a echipamentelor pneumatice de reglare face necesară o clasificare a lor:

- a) După principiul de funcționare a comparatorului:
 - principiul compensării forțelor sau momentelor;
 - principiul compensării deplasărilor.
- b) După tipul constructiv al comparatorului:
 - cu burdufuri în cruce;
 - cu burdufuri în linie;
 - cu membrane.
- c) După modul în care sînt amplasate față de instalația tehnologică:
 - regulatoare de panou, care se montează în camera de comandă;
 - regulatoare locale sau de cîmp, care se montează lângă instalația tehnologică.

Modul de dispunere a regulatorului indicat mai sus implică exigențe diferite pentru structura lor.

- d) După energia folosită:
 - regulatoare cu acțiune directă (fără sursă auxiliară de energie);
 - regulatoare cu energie auxiliară.
- e) După modul de prelucrare a semnalelor:
 - regulatoare analogice;
 - regulatoare numerice.

Acestea din urmă își fac încă timid apariția în pneumatică. Elementele pneumatice logice sînt în prezent larg utilizate pentru comenzi secvențiale sau combinaționale în diferite tipuri de procese industriale și mai puțin în regulatoare, cu excepția unor regulatoare pneumatice speciale, cum ar fi cele cu structură variabilă, la care comutarea de pe o structură pe alta se face cu ajutorul unor elemente logice pneumatice.

În ansamblul regulatorului pneumatic, în afara unității de reglare propriu-zise, își fac loc o serie de elemente auxiliare cum ar fi: elementul de prescriere, elemente de semnalizare, elementul de comandă manuală, indicatorul abaterii (erorii) etc. (fig. 2.31).

În cele ce urmează, se vor prezenta cîteva tipuri de regulatoare pneumatice bazate pe principiul compensării forțelor.

2.6.1. Regulatorul pneumatic cu burdufuri în cruce

Acest tip de regulator, la care comparatorul este format din burdufuri dispuse în cruce și cunoscut sub numele de F—AB, este construit în țară la IEPAM-Bîrlad.

Caracteristicile lui principale sînt următoarele:

- alimentare: 1,4 bari
- mărimea intrare/ieșire: 0,2 ... 1 bar;

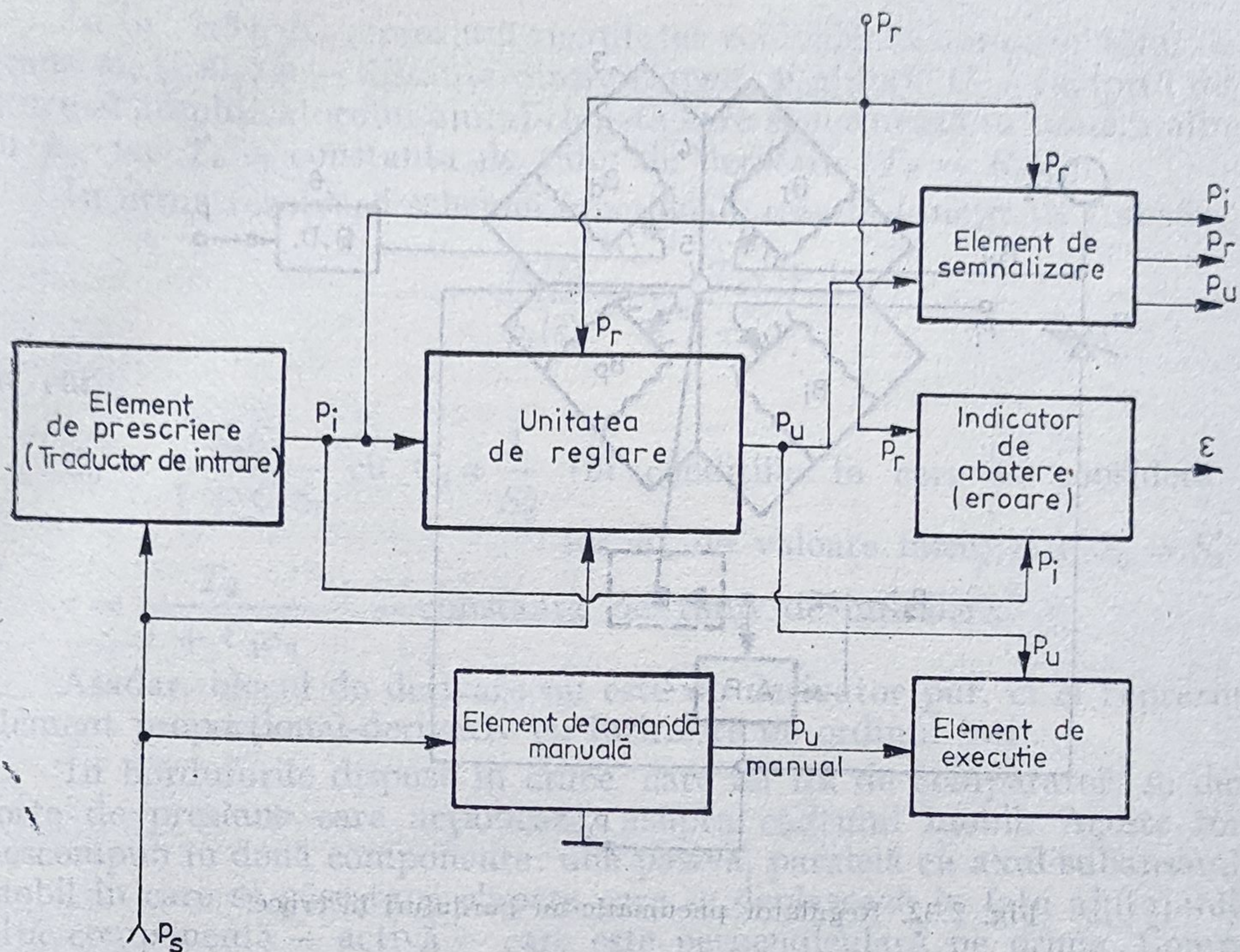


Fig. 2.31. Structura generală a unui regulator pneumatic.

- legi de reglare: P, PI, PD, PID;
- banda de proporționalitate: 0,2 ... 500 %;
- timpul de integrare $T_i = 0,01 \dots 50$ min.;
- timpul de derivare $T_d = 0,02 \dots 50$ min.;
- consum de aer: max. 1300 Nl/h;
- precizia de reglare: 0,5 %;

În fig. 2.32, s-a prezentat numai blocul regulator propriu-zis, în care elementele de bază au următoarea semnificație:

B_p — burduful acțiunii proporționale; B_i — burduful mărimii de intrare (de referință); B_d — burduful acțiunii derivate; B_I — burduful acțiunii integrale; 1 — preamplificator ajutaj-clapetă; 2 — amplificator de putere; 3 — cadru mobil; 4 — nervuri; 5 — pivot; 6 — blocul de derivare.

Regulatorul, reprezentat în fig. 2.32, este unul de tip PID în care parametrii de acord T_i , T_d , K_R se modifică după cum urmează:

T_i — cu ajutorul rezistenței variabile R_i din circuitul de reacție internă al regulatorului;

T_d — cu ajutorul rezistenței variabile R_d din circuitul de reacție al blocului de derivare 6 (fig. 2.33);

K_R — prin mijlocul mecanic al deplasării ansamblului 7 în planul burdufurilor.

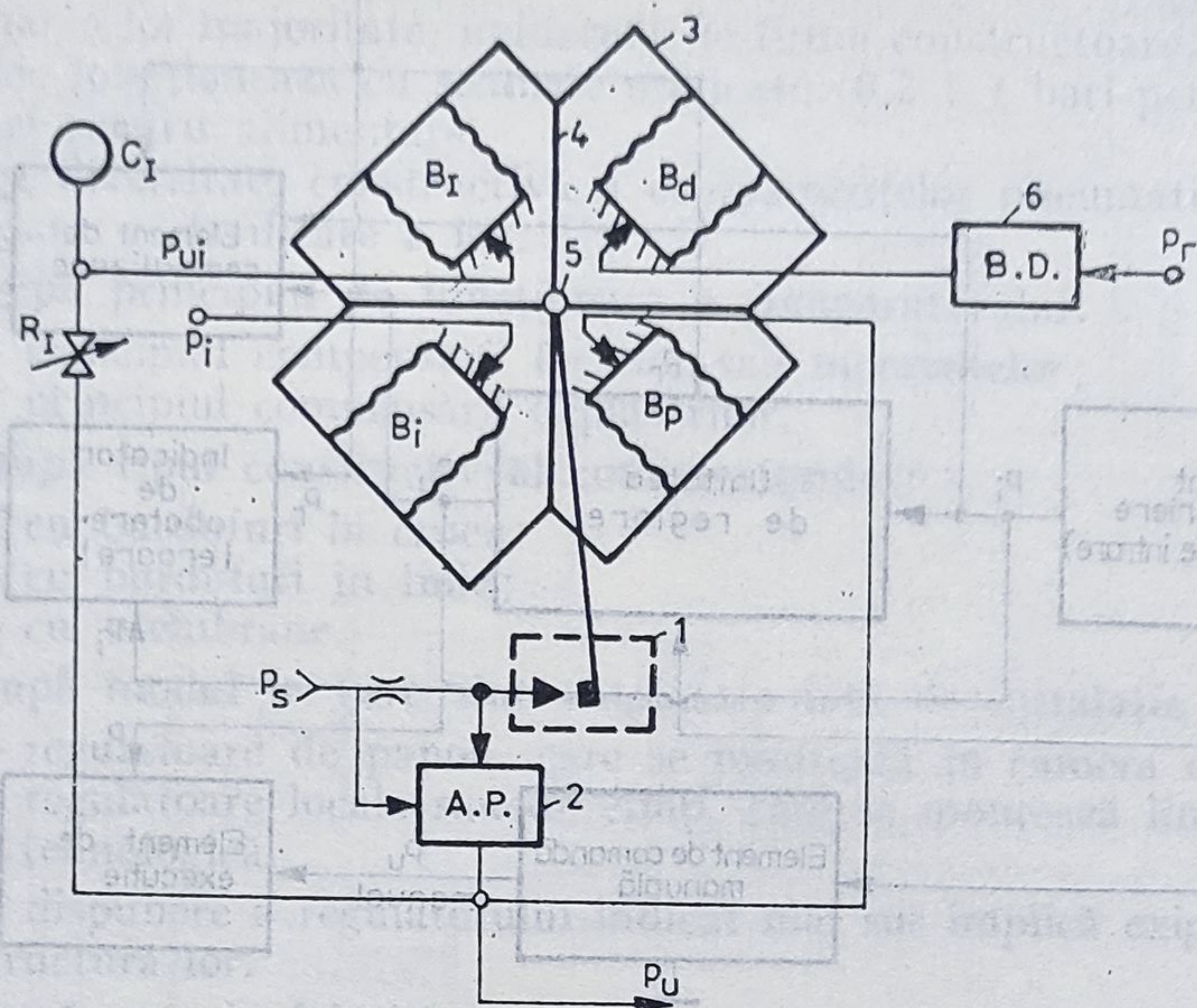


Fig. 2.32. Regulator pneumatic cu burdufuri în cruce.

Cele patru burdufuri montate în cruce au rol de comparator al forțelor de presiune care li se oferă. Burdufurile acționează cu capătul lor liber asupra cadrului mobil 3. Acesta, prin nervurile 4, transmite mișcarea la pivotul 5 încastrat într-o placă elastică gofrată paralelă cu planul cadrului mobil. De la pivot este acționată clapeta preamplificatorului ajutoraj-clapetă 1.

Blocul de derivare la acest tip de regulator este așezat pe calea de reacție a sistemului de reglare automată și are structura din fig. 2.33.

Două membrane m_1 și m_2 , avînd fiecare pe o față și alta suprafețe active de valori diferite ($S_1 > S'_1 > S_2 < S'_2$), sub acțiunea semnalului de intrare p_r acționează o clapetă în fața ajutorajului „a” din camera de alimentare, modificînd în acest mod presiunea la ieșirea p_d . O reacție negativă R_d , C_d asigură elementului caracterul derivativ. Schema funcțională simplificată a elementului se dă în fig. 2.34, din care, în condițiile considerării unei comportări liniare a acestuia, se deduce funcția de transfer.

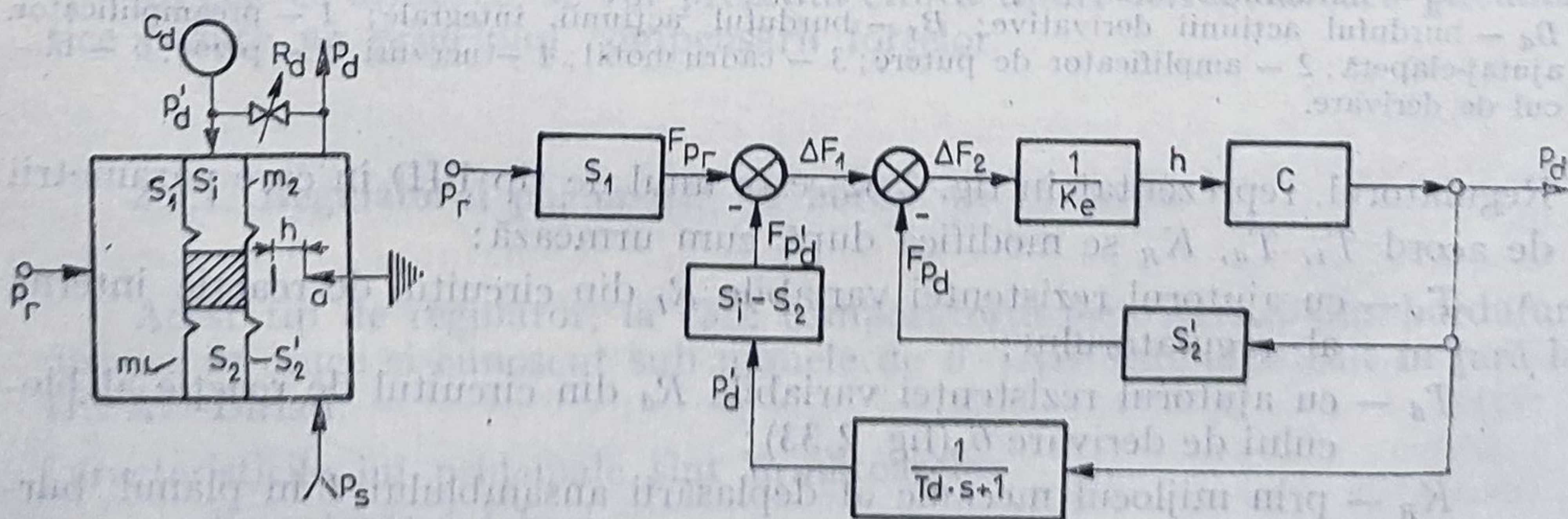


Fig. 2.33. Bloc de derivare.

Fig. 2.34. Schema funcțională a blocului de derivare.

În fig. 2.34, K_e reprezintă rigiditatea echivalentă a ansamblului de membrane m_1 și m_2 ; h — distanța dintre clapetă și ajutoraj; C — factorul de amplificare al amplificatorului ajutoraj-clapetă care se formează în camera alimentată cu p_s , iar T_d — constanta de timp de derivare ($T_d = R_d C_d$).

În urma rezolvării schemei funcționale rezultă funcția de transfer.

$$\frac{p_a(s)}{p_r(s)} = C_0 \frac{T_d s + 1}{\tau s + 1} \quad (2.12)$$

în care:

$$C_0 = \frac{S_1 C_1}{1 + C_1 S_0} \text{ cu } C_1 \approx \frac{1}{S_2'} \text{ (în condițiile în care se consideră } C \gg 1,$$

iar K_e de valoare mică), iar $S_0 = S_1' - S_2$;

$$\tau = \frac{T_d}{1 + C_1 S_0} \text{ — constanta de timp de întârziere.}$$

Așadar, blocul de derivare nu este un derivator pur, ci el reprezintă un element proporțional-derivativ cu întârziere de ordinul întâi.

În burdufurile dispuse în cruce, care au rol de comparator, se dezvoltă forțe de presiune care acționează asupra cadrului mobil. Aceste forțe se descompun în două componente: una pasivă, paralelă cu axul subansamblului mobil în care se găsește și clapeta care se deplasează în fața ajutorajului, și o altă componentă — activă — care este perpendiculară pe prima. Componentele pasive nu au efect asupra brațului mobil, ele fiind anulate de o lamelă elastică care leagă brațul fix de cel mobil (clapeta). La mișcarea ansamblului vor contribui numai forțele active perpendiculare pe brațul mobil.

Forțele care acționează în burdufuri sînt: $F_a = p_a S_b$ — forța dezvoltată în burduful B_a ; $F_I = p_{ui} \cdot S_b$ — forța dezvoltată în burduful B_I ; $F_i = p_i \cdot S_b$ — forța dezvoltată în burduful B_i ; $F_p = p_u \cdot S_b$ — forța dezvoltată în burduful B_p . S_b = suprafața activă a burdufurilor. Acestea sînt identice. În fig. 2.35 se poate vedea descompunerea forțelor de presiune în componentele active și pasive.

Componentele active sînt date de relațiile: $F_{\varepsilon a} = (F_i - F_a) \sin \alpha = F_\varepsilon \sin \alpha$ și $F_{c a} = (F_p - F_I) \cos \alpha = F_c \cdot \cos \alpha$ iar cele pasive, de relațiile: $F_{\varepsilon p} = F_\varepsilon \cos \alpha$ și $F_{c p} = F_c \sin \alpha$. Unghiul α este făcut de direcția echipajului mobil (bară fixă-clapetă) cu direcția axului a două burdufuri opuse. Cele două forțe active aflate în opoziție $F_{\varepsilon a}$ și $F_{c a}$ dau o forță rezultantă $F = F_{\varepsilon a} - F_{c a}$ care determină deplasarea întregului ansamblu mobil. La echilibru, $F_{\varepsilon a} = F_{c a}$ (regimul staționar). Dacă față de regimul staționar caracterizat prin $p_{i0} = p_{a0}$ și $p_{u0} = p'_{u0}$ apare o variație a mărimii reglate p_y respectiv p_r de pe calea de reacție a sistemului de reglare, ceea ce face ca presiunea p_a după blocul de derivare PD să se modifice ($p_a + \Delta p_a$), aceasta din urmă determină apariția unei forțe ΔF_a care prin componenta ei activă $\Delta F_a \sin \alpha$ tinde să apropie capătul brațului mobil care poartă clapeta, de duza (ajutorajul) montată la capătul brațului fix. Va rezulta o

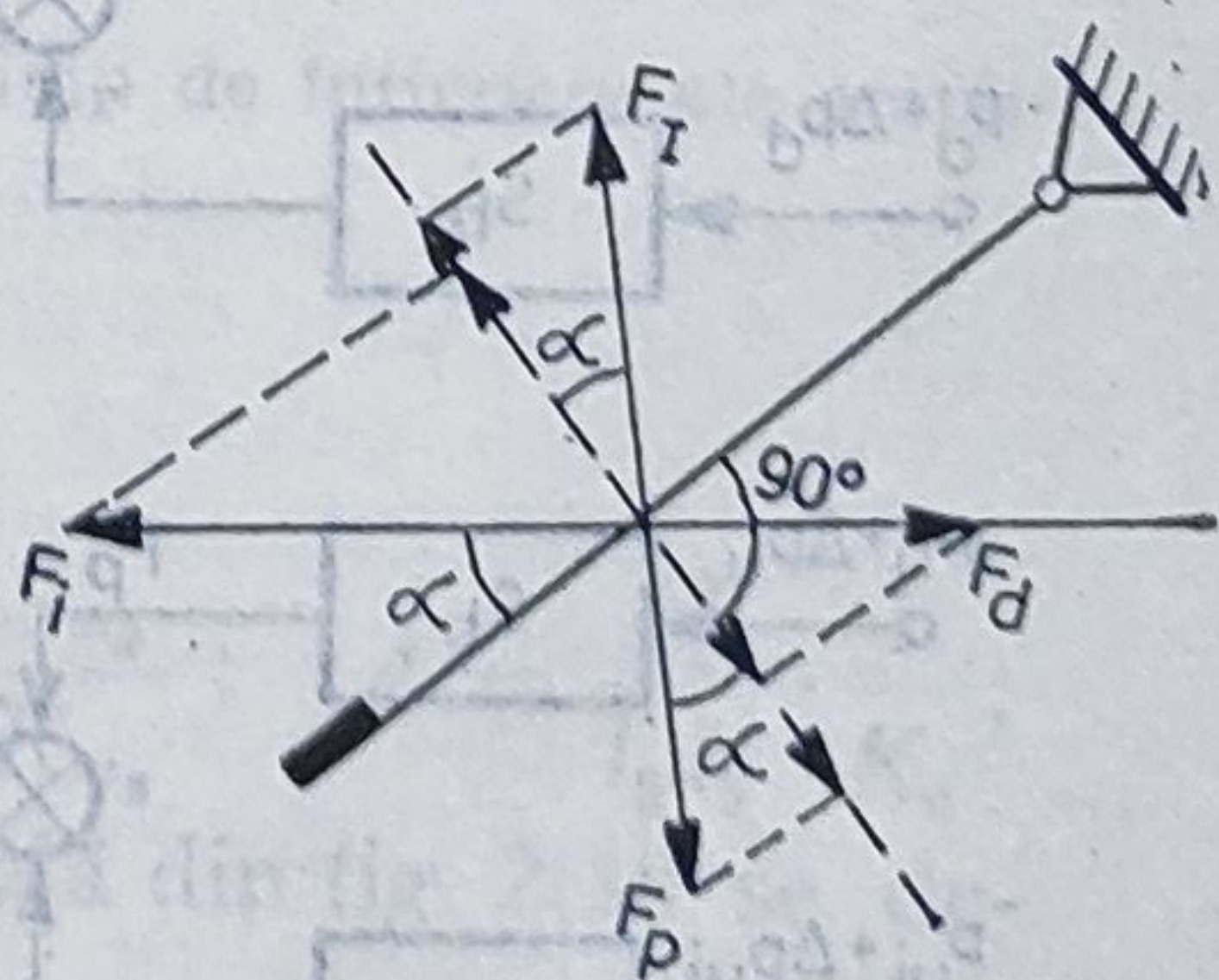


Fig. 2.35. Schema descompunerii forțelor de presiune în regulator.

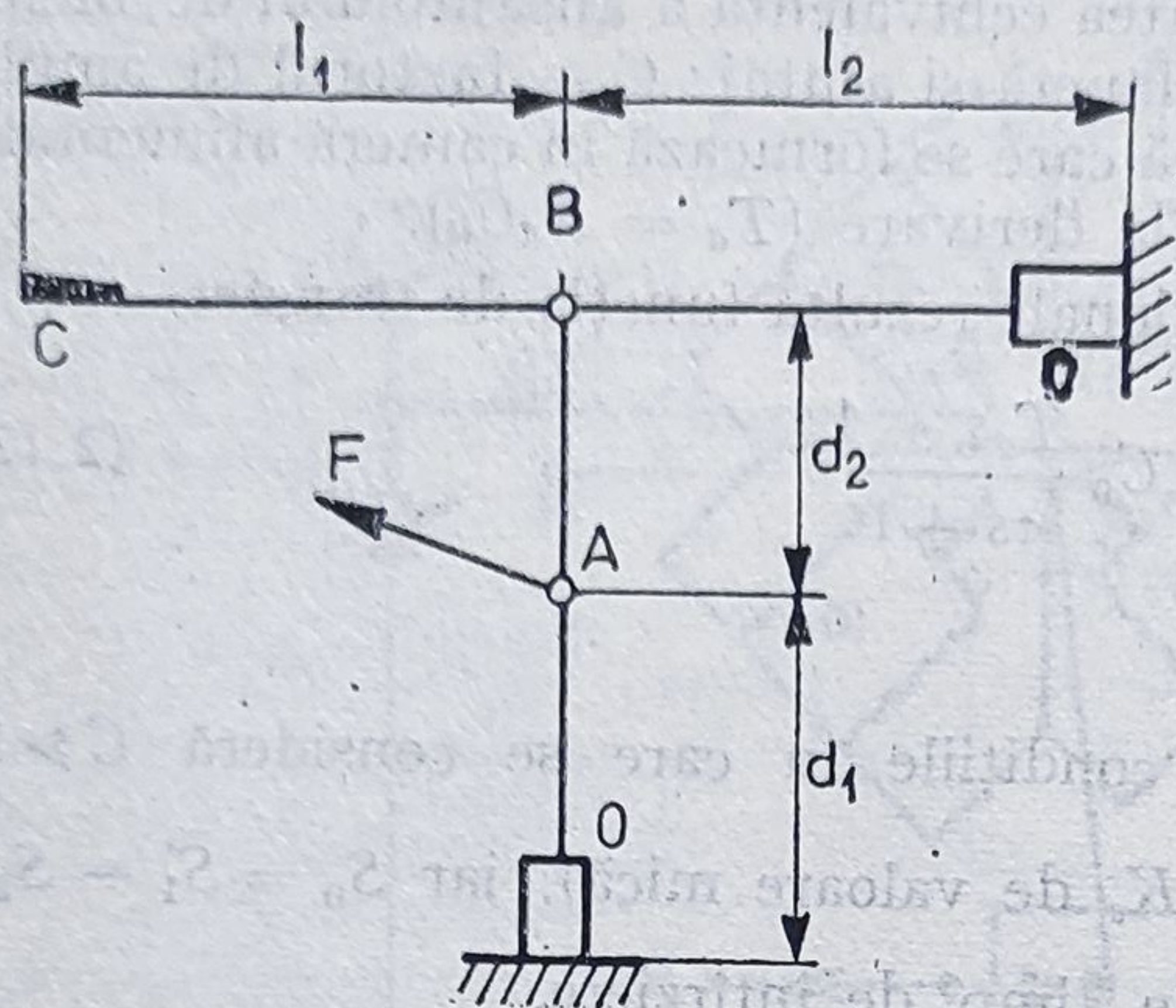


Fig. 2.36. Echipajul mobil al regulatorului.

$= \frac{\Delta p_u}{\Delta p_a} = \tan \alpha$. Unghiul α se poate modifica în gama $0 \div 90^\circ$, așa că, teoretic, $A = 0 \dots \infty$, iar banda de proporționalitate $BP = \infty \dots 0$ (practic $500\% \div 0$).

Echipajul mobil al regulatorului, prins de pivot în B, iar acesta de o placă elastică în „O”, are aspectul din fig. 2.36. F_a este forța rezultantă activă a presiunii în burduri care acționează la distanța d_1 de membrana elastică care are rigiditatea K_1 . Interesează deplasarea punctului C (clapeta) atunci cînd în punctul A acționează o forță F_a perpendiculară pe DC.

Din considerentele făcute mai sus, rezultă schema funcțională a comparatorului cu burduri (fig. 2.37) în care $K_e \approx K_1 + K_2$; K_2 este rigiditatea lamelei elastice care leagă clapeta de echipajul mobil.

Rezultă:

$$X = \frac{l}{l_2} \frac{d}{d_1} \frac{1}{k_e} S_b [(\dot{p}_i - \dot{p}_a) \sin \alpha - (\dot{p}_{ui} - \dot{p}_u) \cos \alpha] \quad (2.13)$$

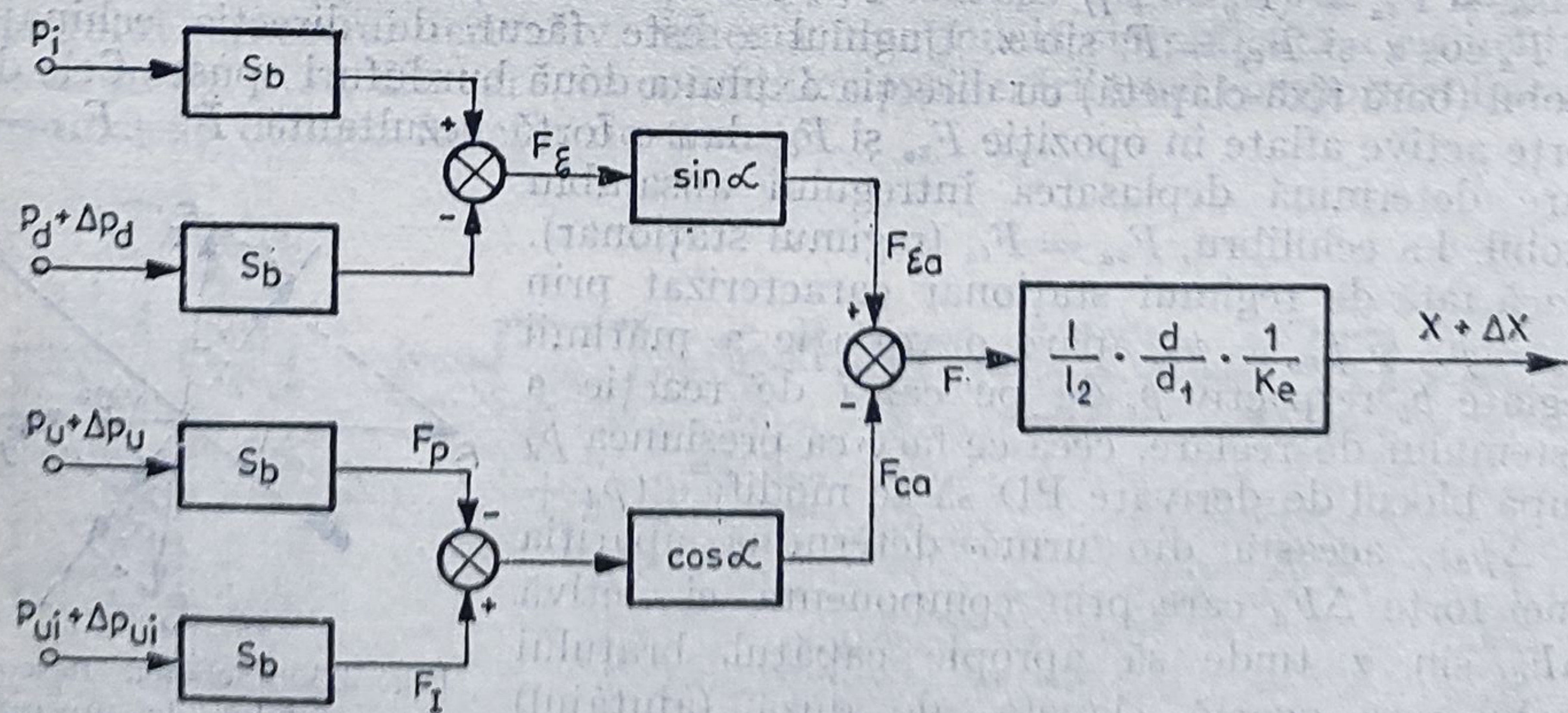


Fig. 2.37. Schema bloc a comparatorului cu burduri.

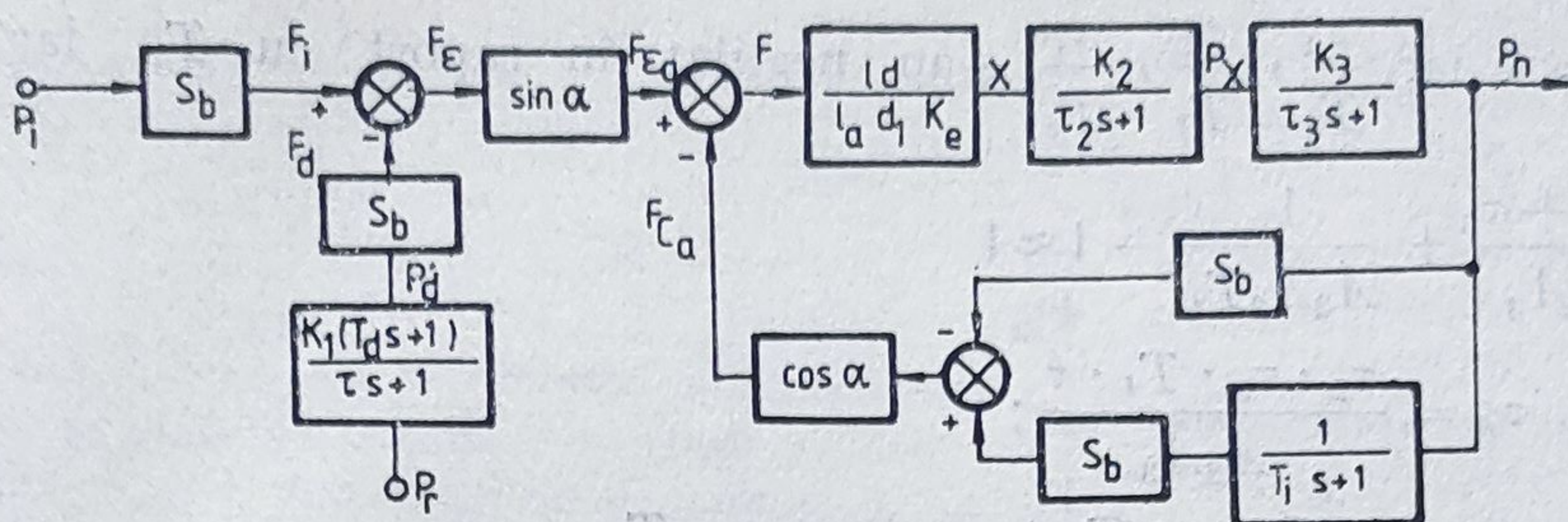


Fig. 2.38. Schema bloc a regulatorului cu burdufuri în cruce.

Pentru a determina modelul matematic al regulatorului, funcția lui de transfer $H_R(s) \triangleq \frac{\Delta p_u(s)}{\Delta p_a(s)} (p_{a0} = p_{i0})$, trasăm schema bloc (fig. 2.38), în care s-au folosit notațiile:

S_1, S_2 — suprafețele active ale membranelor blocului derivator cu $S_1 > S_2$;

m_1 — masa pieselor în mișcare ale blocului derivativ;

c — coeficient de frecare viscoasă;

km_1 — coeficientul de rigiditate al membranelor blocului derivativ;

k_1 — coeficientul de amplificarea al amplificatorului duză-paletă din componența blocului derivator;

τ — constanta de timp de întârziere a blocului derivator;

T_d — constanta de timp de derivare;

K_2 — amplificarea sistemului duză-clapetă al regulatorului;

τ_2 — constanta de timp de întârziere a preamplificatorului duză-clapetă;

S_{m_2} — suprafața membranei de intrare a amplificatorului de putere;

F_r — forța rezistentă care se opune mișcării ansamblului con-bilă din amplificatorul de putere; $F_r = F_{ae} - K_a X_a$ cu F_{ae} = forța aerodinamică; $K_a X_a$ = forța de pretensionare a resortului;

m_2 — masa ansamblului con-tijă-bilă;

K_{m_2} — constanta de rigiditate a membranei S_{m_2} ;

K_3, τ_2 — coeficientul de amplificarea, respectiv constanta de timp de întârziere ale amplificatorului de putere;

T_i — constanta de timp de integrare.

Dacă notăm: $A_1 = S_b \sin \alpha$; $A_2 = A \cdot K_2 \cdot K_3 \frac{S_{m_2}}{K_{m_2}}$; $A = \frac{ld}{l_2 d_1} \cdot \frac{1}{K_e}$; $A_3 = S_b \cos \alpha$; $K_R = \tan \alpha$, atunci din schema funcțională din fig. 2.38 se deduce: $H_R(s) = K_R \left(1 + \frac{T_d}{T_i} + \frac{1}{T_i s} + T_a s \right)$, ceea ce arată că este vorba de funcția de transfer a unui regulator PID în care s-au făcut aproximațiile:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{A_2 A_3 T_i} &\ll 1 \text{ iar } \frac{\tau_A}{T_i}, \frac{\tau_B}{T_i}, \frac{\tau_C}{T_i} \text{ s-au neglijat în raport cu } T_i, \text{ iar } \frac{\tau_D}{T_i} = \\
&= \frac{\tau + \tau_2 + \tau_3}{T_i A_2 A_3} + \frac{1}{A_2 A_3 T_i} + 1 \approx 1 \\
\tau_A &= \frac{\tau_2 \cdot \tau_3 \cdot T_i \cdot \tau}{A_2 A_3}; \\
\tau_B &= \frac{(\tau_2 T_i + \tau_3 T_i + \tau_2 \tau_3) \tau + \tau_2 \tau_3 T_i}{A_2 A_3} \\
\tau_C &= \frac{[\tau_2 + \tau_3 + T_i(1 + A_2 A_3)] \cdot \tau + \tau_2 T_i + \tau_3 T_i + \tau_2 \tau_3}{A_2 A_3} \\
\tau_D &= \frac{\tau + \tau_2 + \tau_3 + T_i(1 + A_2 A_3)}{A_2 A_3}
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Au fost neglijate de asemenea masele în mișcare și frecarea viscoasă.

Se vede încă o dată că pneumoautomatica considerată liniară recurge la numeroase aproximări pentru a obține analitic rezultatul dorit. De precizat însă că aceste ipoteze simplificatoare nu degradează rezultatul, echipamentele pneumatice comportându-se corect potrivit modelelor simplificate, nu cu aceeași precizie însă ca în situația în care respectivele echipamente ar fi proiectate ținându-se cont de influența tuturor parametrilor, precum și de faptul că ele sînt elemente neliniare.

2.6.2. Reglatoare pneumatice cu burdufuri în linie

Din punct de vedere constructiv, aceste tipuri de reglatoare sînt mai simple, deși burdufurile așezate în linie ocupă un spațiu mai mare în economia aparatului în momentul în care totul se cere a fi miniaturizat. Aceste tipuri de reglatoare funcționează tot pe principiul compensării forțelor sau momentelor, burdufurile acționînd pe o bară de forțe articulată (fig. 2.39).

Semnificația notațiilor din figură este următoarea:

B_i — burduful mărimii de intrare sau de referință; B_y — burduful mărimii de ieșire din sistemul de reglare; B_p — burduful acțiunii proporționale; B_I — burduful acțiunii integrale; B_d — burduful acțiunii derivate; 1 — bară de forțe; 2 — preamplificatorul ajutoraj-clapetă; 3 — amplificatorul de putere.

Presupunem burdufurile identice avînd suprafețele active S_b . Lungimea brațelor, la care diversele forțe de presiune, acționează sînt cunoscute.

Pentru calculul funcției de transfer a regulatorului se aplică metoda schemei bloc, la întocmirea căreia se consideră momentele forțelor de presiune dezvoltate de burdufuri față de articulația barei de forțe. Se alege un semn convențional pentru momentele forțelor (vezi figura).

Schema bloc se prezintă în fig. 2.40, în care: K_a — rigiditatea echivalentă a ansamblului de burdufuri care acționează pe bară de forță; K_1 — coeficientul de amplificare al preamplificatorului ajutoraj-clapetă 2; K_2 — coeficientul de amplificare în presiune al amplificatorului de putere 3; $T_a = R_a C_a$; $T_i = R_i C_i$.

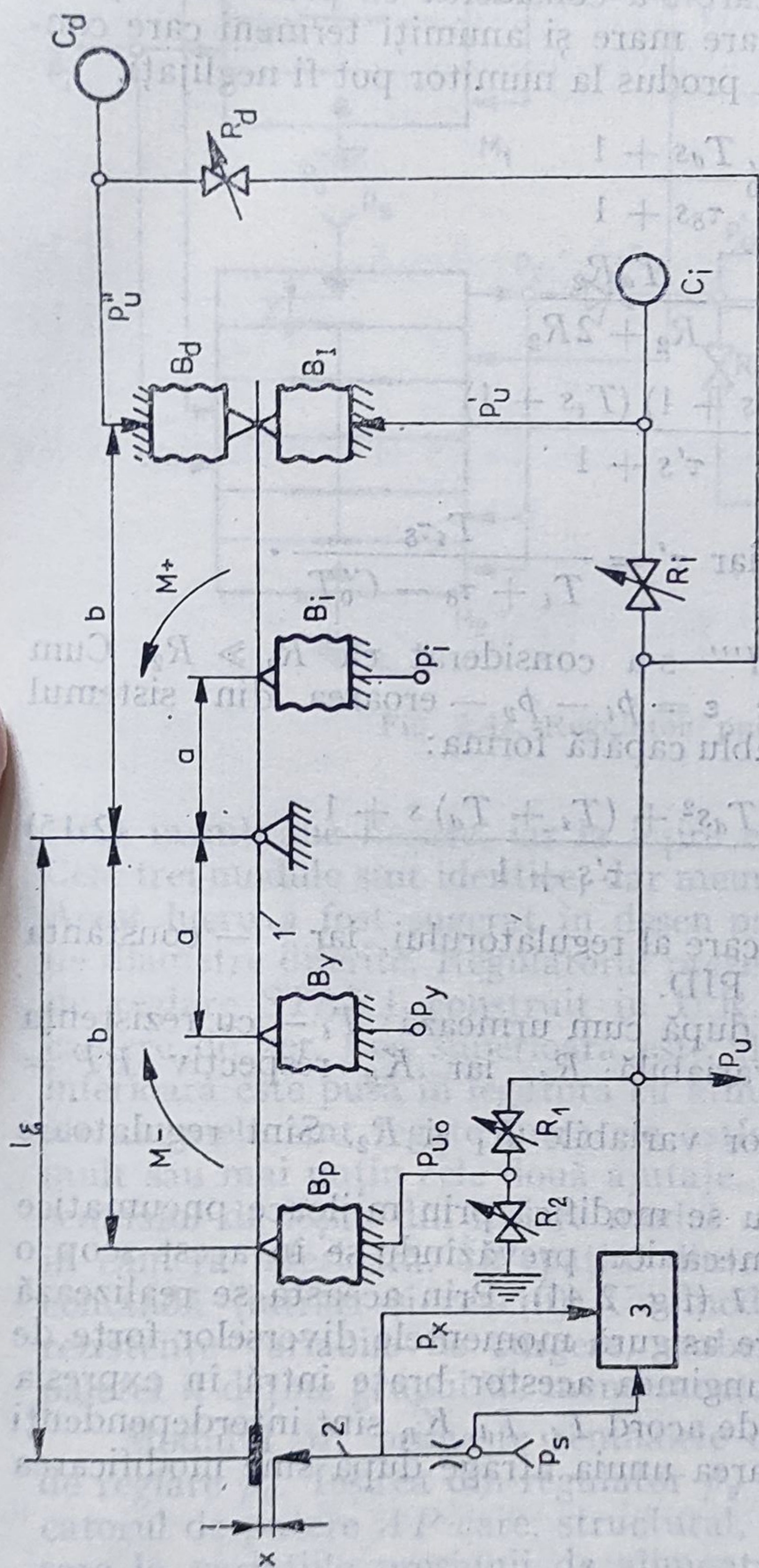


Fig. 2.39. Regulator pneumatic cu burdufuri în linie.

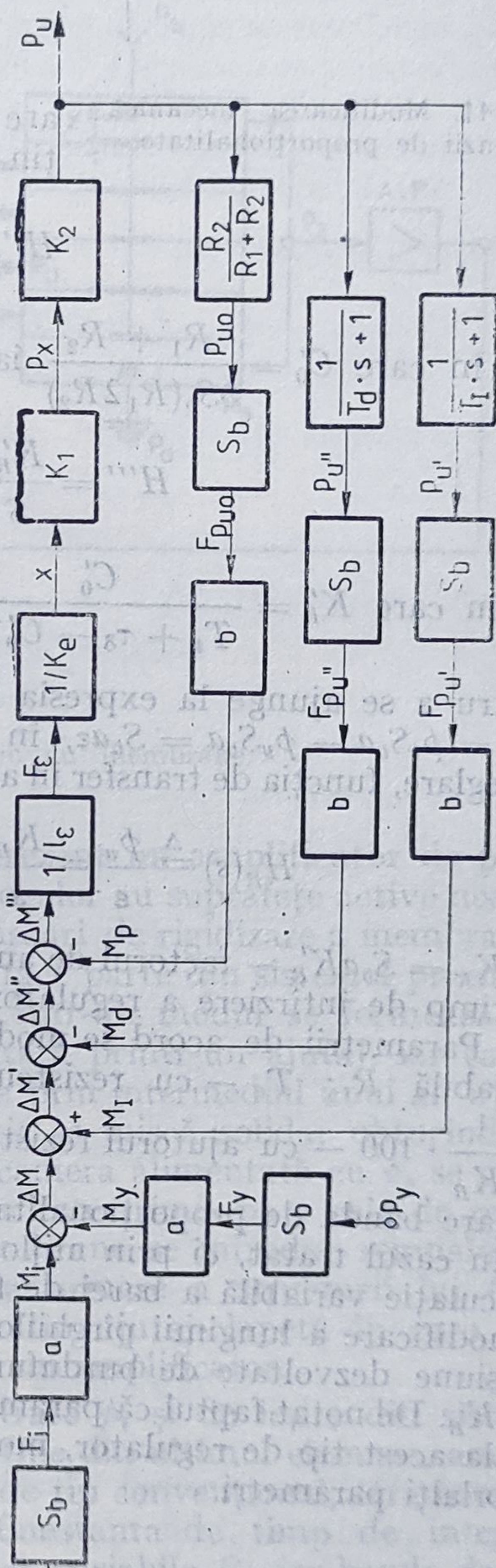


Fig. 2.40. Schema bloc a regulatorului cu burdufuri în linie;

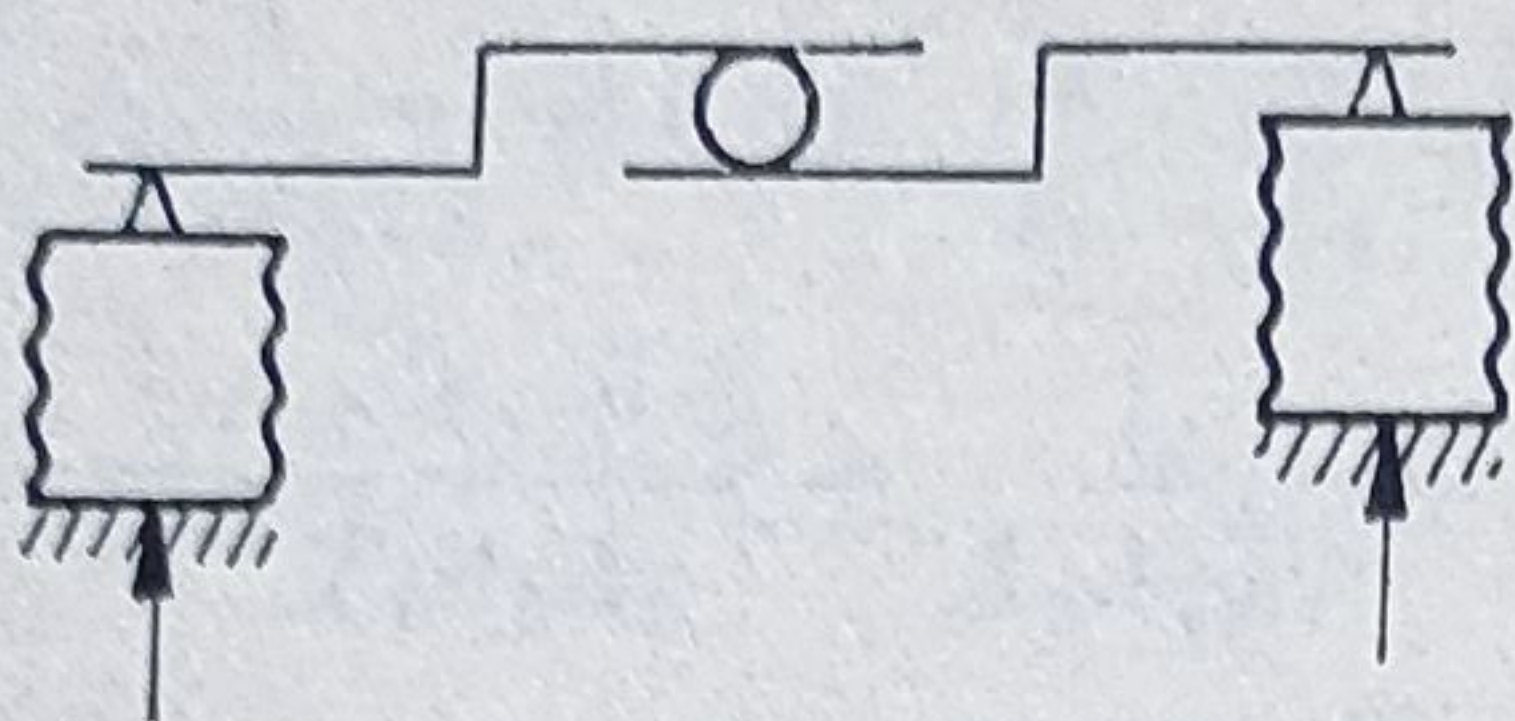


Fig. 2.41. Modificarea mecanică a benzii de proporționalitate.

Rezolvînd schema funcțională prin calculul buclelor interioare cărora le găsim funcțiile de transfer, respectiv H' , H'' , H''' , se obține:

$$H' = \frac{R_1 + R_2}{bS_b R_2}$$

în care s-a considerat că produsul $K_1 \cdot K_2$ are valoare mare și anumiți termeni care conțin acest produs la numitor pot fi neglijați.

$$H'' = C'_0 \frac{T_d s + 1}{\tau_\delta s + 1}$$

$$\text{în care } C'_0 = \frac{R_1 + R_2}{bS_b(R_1 + 2R_2)} \text{ iar } \tau_\delta = \frac{T_d R_2}{R_2 + 2R_2}$$

$$H''' = \frac{K'_R}{S} \frac{(T_d s + 1)(T_i s + 1)}{\tau' s + 1}$$

$$\text{în care } K'_R = \frac{C'_0}{T_i + \tau_\delta - C'_0 T_d}, \text{ iar } \tau' = \frac{T_i \tau_\delta}{T_i + \tau_\delta - C'_0 T_d}.$$

Pentru a se ajunge la expresia lui H''' s-a considerat că $R_1 \gg R_2$. Cum $\Delta M = p_i S_b a - p_y S_b a = S_b a \varepsilon$, în care $\varepsilon = p_i - p_y$ — eroarea din sistemul de reglare, funcția de transfer în ansamblu capătă forma:

$$H_R(s) = \frac{\Delta p_u}{\varepsilon} = \frac{K_R}{s} \frac{T_i T_d s^2 + (T_i + T_d) s + 1}{\tau' s + 1} \quad (2.15)$$

cu $K_R = S_b a K'_R$ — factorul de amplificare al regulatorului, iar τ' — constanta de timp de întârziere a regulatorului PID.

Parametrii de acord se modifică după cum urmează: T_i — cu rezistența variabilă R_i ; T_d — cu rezistența variabilă R_d , iar K_R respectiv $BP = \frac{1}{K_R} \cdot 100$ — cu ajutorul rezistențelor variabile R_1 și R_2 . Sînt reglatoare

la care banda de proporționalitate nu se modifică prin mijloace pneumatice ca în cazul tratat, ci prin mijloace mecanice, prevăzîndu-se în acest scop o articulație variabilă a barei de forță 1 (fig. 2.41). Prin aceasta se realizează o modificare a lungimii pîrghiilor care asigură momentele diverselor forțe de presiune dezvoltate de burdufuri. Lungimea acestor brațe intră în expresia lui K_R . De notat faptul că parametrii de acord T_i , T_d , K_R sînt interdependenți și, la acest tip de regulator, modificarea unuia atrage după sine modificarea celorlalți parametri.

2.6.3. Reglatoare pneumatice cu membrane

Aceste tipuri de reglatoare își bazează funcționarea pe principiul compensării forțelor. În fig. 2.42 se prezintă structura unui asemenea regulator care realizează algoritmul de reglare PI. Sînt folosite trei module cu cîte

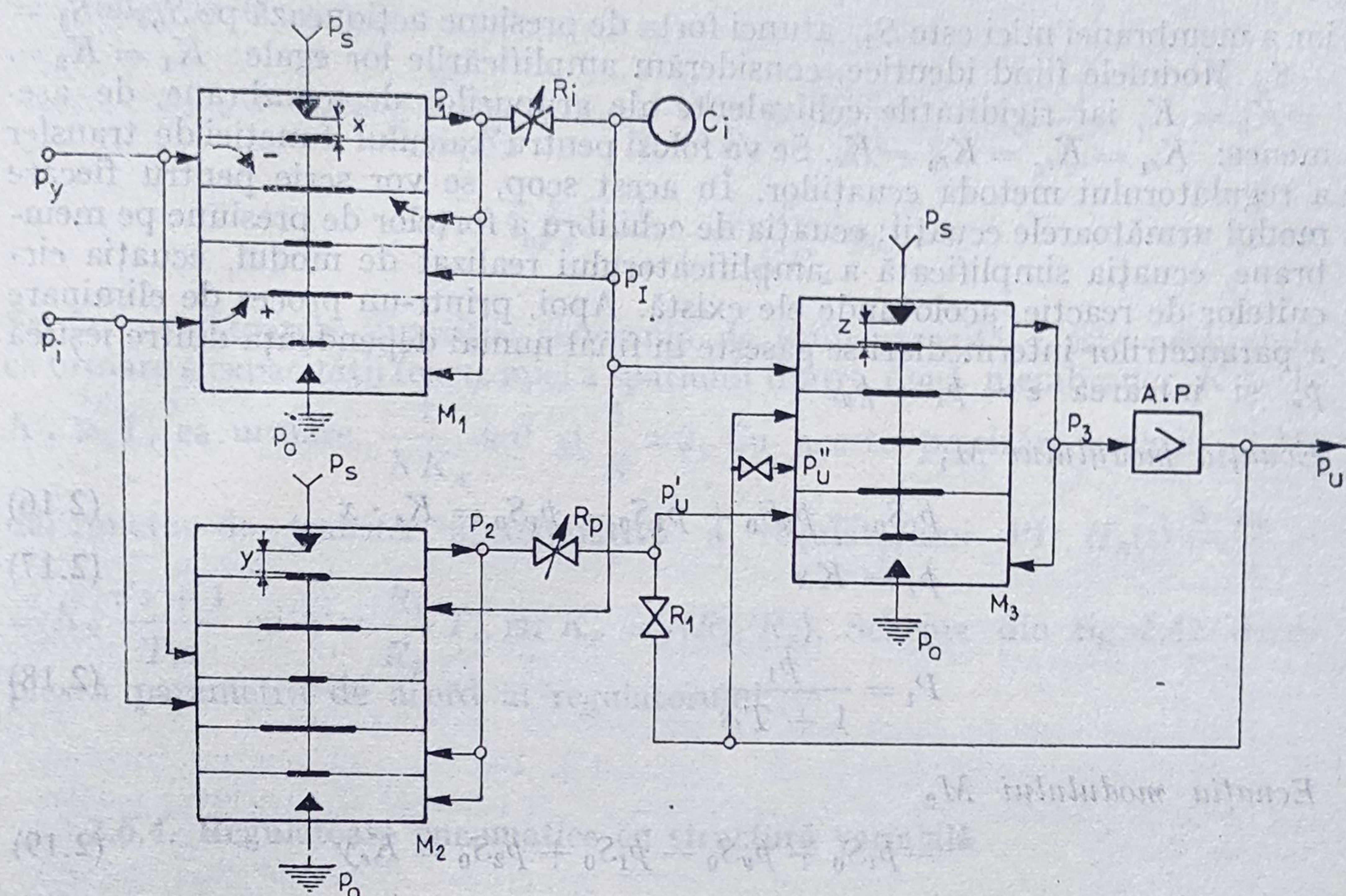


Fig. 2.42. Regulator pneumatic cu membrane.

cinci membrane fiecare, iar la ieșire este prezent un amplificator de putere. Cele trei module sînt identice, dar membranele lor au suprafețe active neegale. Acest lucru a fost sugerat în desen prin discuri de rigidizare a membranelor de diametre diferite. Regulatorul prezentat face parte din sistemul pneumatic de reglare START construit în U.R.S.S. Într-un modul se formează șase camere de aer. Cea superioară este alimentată printr-un ajutoraj, iar camera inferioară este pusă în legătură cu atmosfera prin intermediul unui alt ajutoraj. Membranele sînt legate între ele astfel încît se mișcă solidar obturînd mai mult sau mai puțin cele două ajutoraje. Din camera alimentată cu p_s se culege semnalul de ieșire din fiecare modul. Acesta este trimis pe o cale de reacție în camera inferioară. În spațiul dintre membrane se introduc semnalele de comandă (intrări și reacții). Un modul, ca urmare a structurii lui (două rezistențe variabile de curgere, ambele de tip ajutoraj-clapetă în care rolul paletei îl deține grupul de membrane), este un amplificator.

Modulul M_1 primește semnalele de intrare p_i și de ieșire din sistemul de reglare p_v . Ieșirea din regulator p_v se obține din ultimul element, amplificatorul de putere AP care, structural, este de tip convențional, fără compensare la variațiile presiunii de alimentare. Constanta de timp de integrare $T_i = R_i C_i$ se modifică cu ajutorul rezistenței variabile R_i , iar banda de proporționalitate, cu ajutorul rezistenței variabile R_p .

Diversele semnale de presiune care acționează în spațiul dintre membrane dezvoltă forțe preponderente pe membrana cu suprafață activă mai mare. Se face o convenție de semn pentru diversele forțe de presiune care acționează asupra membranelor (vezi figura). Dacă suprafața membranei mari este S_1 ,

iar a membranei mici este S_2 , atunci forța de presiune acționează pe $S_0 = S_1 - S_2$. Modulele fiind identice, considerăm amplificările lor egale: $K_1 = K_2 = K_3 = K$, iar rigiditățile echivalente ale grupurilor de membrane, de asemenea: $K_{e1} = K_{e2} = K_{e3} = K_e$. Se va folosi pentru calculul funcției de transfer a regulatorului metoda ecuațiilor. În acest scop, se vor scrie pentru fiecare modul următoarele ecuații: ecuația de echilibru a forțelor de presiune pe membrane, ecuația simplificată a amplificatorului realizat de modul, ecuația circuitelor de reacție, acolo unde ele există. Apoi, printr-un proces de eliminare a parametrilor intermediari se găsește în final numai dependența dintre ieșirea p_u și intrarea $\varepsilon = p_i - p_y$.

Ecuația modulului M_1

$$p_i S_0 - p_y S_0 + p_1 S_0 - p_1 S_0 = K_e \cdot x \quad (2.16)$$

$$p_1 = Kx \quad (2.17)$$

$$P_1 = \frac{p_1}{1 + T_1 s} \quad (2.18)$$

Ecuația modulului M_2

$$-p_i S_0 + p_y S_0 - p_1 S_0 + p_2 S_0 = K_e y \quad (2.19)$$

$$p_2 = Ky \quad (2.20)$$

Ecuația modulului M_3

$$p_u S_0 + p'_u S_0 - P_1 S_0 - p''_u S_0 = K_e z \quad (2.21)$$

$$p_3 = Kz \quad (2.22)$$

$$p_u = K_A p_3 \quad (2.23)$$

în care K_A este factorul de amplificare în presiune al amplificatorului de putere.

$$p''_u = p_u \cdot \frac{1}{\tau s + 1} \quad (2.24)$$

unde: $\tau = R_2 \cdot C$; C — capacitatea camerei de aer dintre două membrane.

$$p'_u = p_u \frac{R_p}{R_1 + R_p} + p_2 \frac{R_1}{R_1 + R_p} \quad (2.25)$$

Relația (2.25) reprezintă ecuația divizorului de rezistențe R_1, R_p , care are la capete presiunile p_u și p_2 și din care se obține presiunea p'_u .

Cu x, y, z s-au notat deplasările grupurilor de membrane din cele trei module în fața ajutorajelor de alimentare.

Din sistemul de ecuații (2.16) ... (2.25), prin eliminarea parametrilor intermediari, se determină în final dependența dintre mărimea de ieșire p_u și cea de intrare ε .

Se ajunge la ecuația:

$$p_u S_0 + S_0 p_u \frac{R_p}{R_1 + R_p} + S_0 \frac{R_1}{R_1 + R_p} \varepsilon \frac{T_i s - 1}{T_i s} + S_0 \varepsilon \frac{1}{T_i s} - S_0 p_u \frac{1}{\tau s + 1} = \frac{K_e}{K K_A} p_u \quad (2.26)$$

Se fac următoarele supoziții: constanta de timp parazită τ este neglijabilă ca urmare a capacității foarte mici a spațiului dintre două membrane; $K \gg 1$; $K_A \gg 1$; ca urmare, $\frac{1}{K K_A} \approx 0$ și $\frac{1}{K} \approx 0$. Cu aceste precizări ecuația (2.26)

dă funcția de transfer aproximativă a regulatorului PI: $H_R(s) \triangleq \frac{p_u}{\varepsilon} = K_R \frac{\tau' s + 1}{T_i s}$ cu $\tau' \approx \frac{R_1}{R_p} T_i$, iar $K_R = j'(R_1, R_p)$. Schema din fig. 2.42 decuplează parametrii de acord ai regulatorului.

2.6.4. Reglatoare pneumatice cu structură variabilă

În practica conducerii sistemelor automate, în marea majoritate a aplicațiilor se folosesc reglatoare cu structură fixă. Practica a dovedit însă că în structura sistemelor de conducere se pot introduce elemente care în timpul funcționării să conducă la realizarea unor salturi în valoarea unor coeficienți sau să schimbe sensul unor reacții interne astfel încît pe ansamblu sistemul să obțină performanțe dinamice mai bune decît atunci cînd se folosesc elemente cu structură fixă. În funcție de algoritmul de reglare ales și de informația primită de la procesul condus, regulatorul (el este elementul la care avem acces) trebuie să aibă posibilitatea să-și schimbe structura. Spre exemplificarea celor afirmate mai sus să presupunem că există două sisteme liniare simple date prin schemele bloc și funcțiile de transfer simplificate ale elementelor componente (fig. 2.43, a, b).

Presupunem că la ambele sisteme se aplică o treaptă unitară la intrarea de referință r . În primul caz, funcția de transfer este $\frac{K_1}{K_1 + s^2}$, iar în al doilea caz, ea are valoarea: $\frac{K_1 + K_2 s}{s^2 + K_2 s + K_1}$. Răspunsul la treaptă uni-

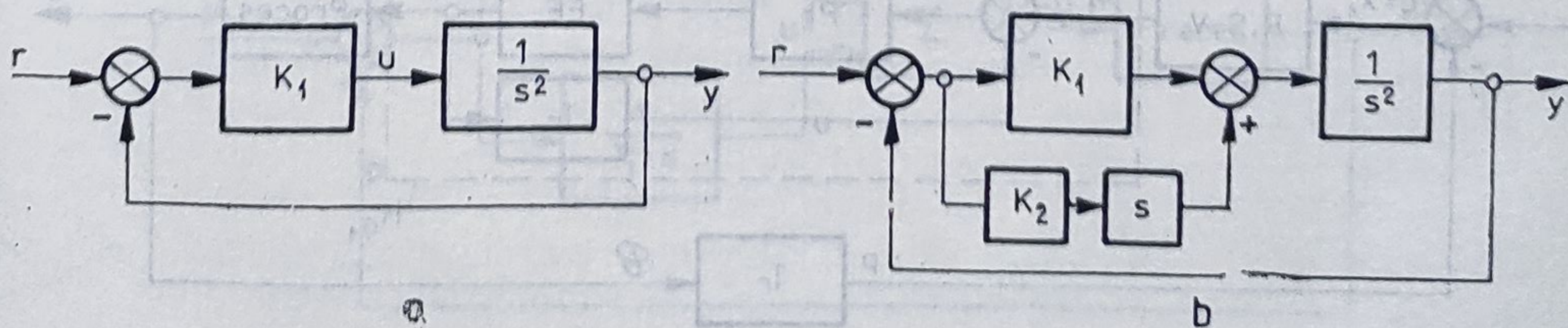


Fig. 2.43. Sisteme liniare de ordinul întâi și doi.

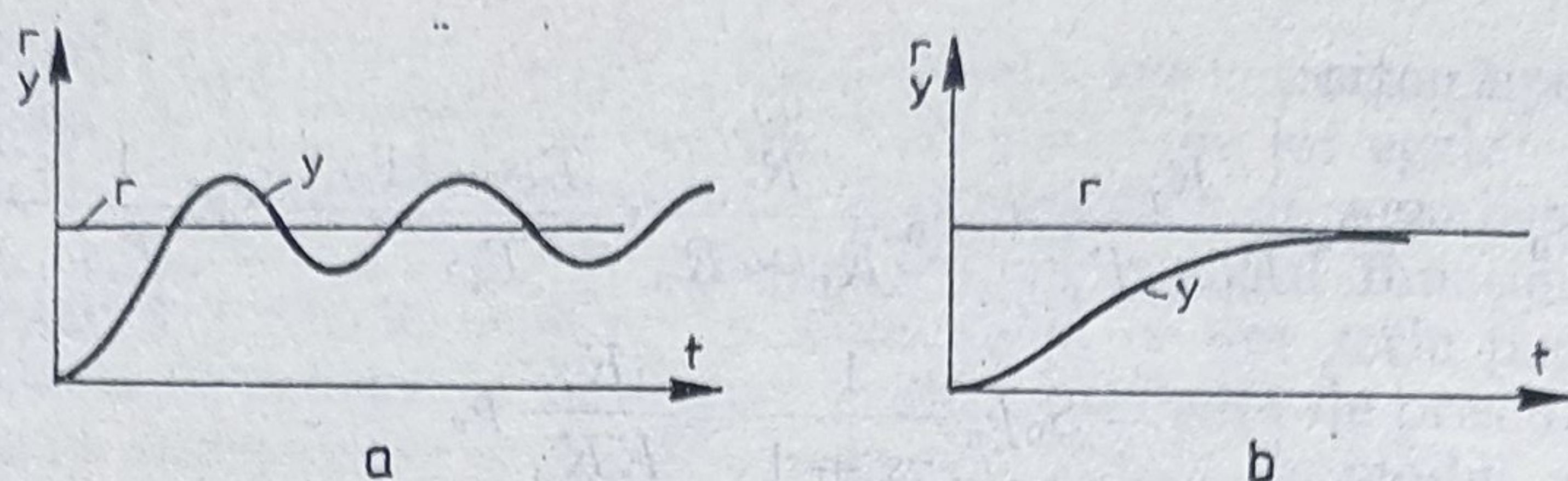


Fig. 2.44. Răspunsul sistemelor din fig. 2.43.

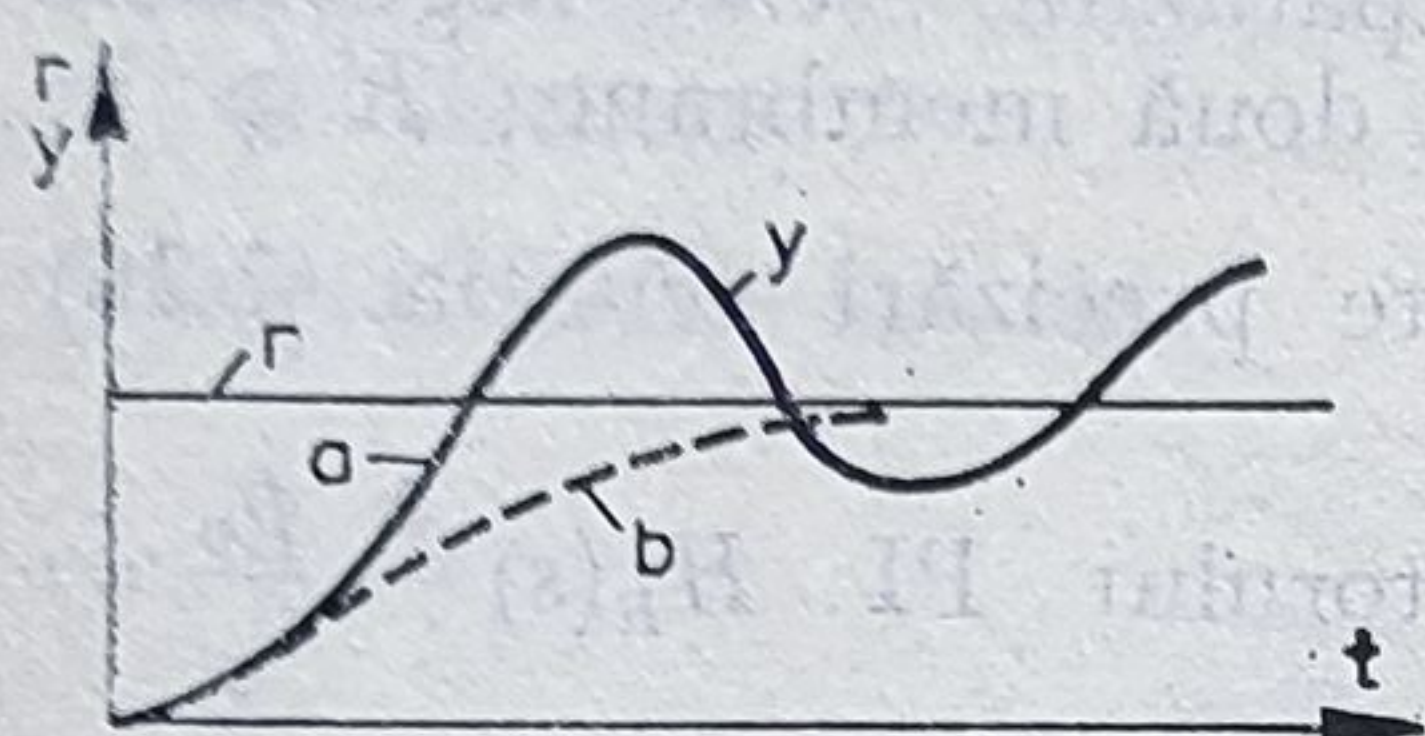


Fig. 2.45. Răspunsul indicial al unui sistem cu structură variabilă

tară pentru prima schemă este reprezentat în fig. 2.44, a iar pentru a doua schemă, în fig. 2.44, b.

Se vede că ambele sisteme funcționează necorespunzător. Sistemul „a” ajunge rapid la valoarea prescrisă, dar are suprareglaj foarte mare. Sistemul din „b” nu are suprareglaj, dar ajunge greu la valoarea prescrisă.

Problema care se pune este ca sistemul să răspundă rapid, ca în „a”, dar să nu aibă suprareglaj, ca în „b” (fig. 2.45). Dacă la un anumit moment t_1 se trece de pe structura „a” pe structura „b” se reușește să se asigure performanțele dorite pentru sistem (răspuns rapid, suprareglaj mic). În intervalul $(0, t_1)$ sistemul trebuie să funcționeze după structura „a”, după care trebuie să comute pe structura „b”.

Reglatoarele cu structură variabilă sînt folosite în conducerea unor procese cărora în timpul funcționării li se schimbă unii parametri. De asemenea, caracterul perturbațiilor la care este supus un proces condus impune adoptarea soluției cu regulator cu structură variabilă. Numeroase procese din industria chimică, în special, se pretează a fi conduse cu astfel de reglatoare.

Fie în cele ce urmează un regulator cu structură variabilă utilizat în reglarea unui proces termic de la o coloană de distilare. Sistemul de reglare are aspectul din fig. 2.46 (schema bloc), în care:

R.S.V. — regulator cu structură variabilă; T_r — traductoare; PI — regulator convențional care lucrează după algoritmul PI.

Presupunem spre simplificare că, după acordarea buclei interioare H_{01} , ea are funcția de transfer $H_{01} = \frac{X_m(s)}{U_1(s)} \approx 1$. Funcția de transfer H_{IT} a procesului este cunoscută.

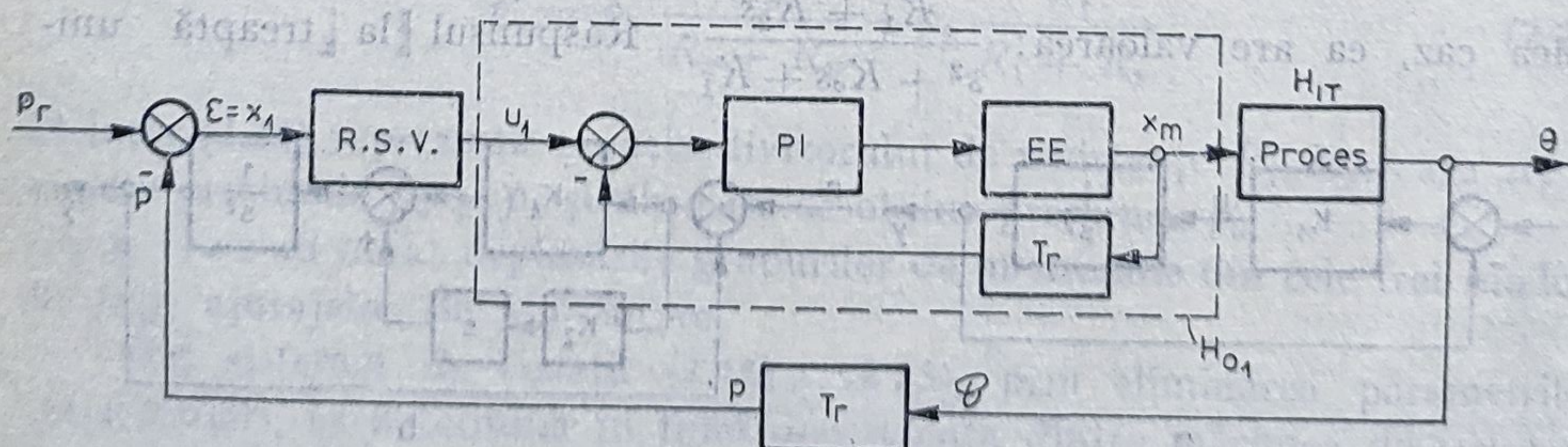


Fig. 2.46. Schema bloc a unui sistem de reglare utilizînd regulator cu structură variabilă

Exigențele procesului de reglare cer a fi respectate condițiile: precizie ridicată, răspuns rapid al regimului tranzitoriu, eroare staționară nulă ($\varepsilon_{sc} = 0$). Din considerente teoretice și practice s-a propus un R.S.V. cu următorul algoritm de conducere:

$$U = - \left(\psi X + \frac{1}{T_i} \int_0^t X dt \right) \text{ cu } X = p - p_r$$

în care $\psi = \begin{cases} +K_1 & \text{pentru } SX > 0 \\ -K_2 & \text{pentru } SX < 0 \end{cases}$

S se numește funcție de conducere, și are valoarea:

$$S = X + C\dot{X} + K \frac{\psi}{|\psi|} U \quad (2.27)$$

K_1, K_2 — coeficienții de amplificare ai regulatorului; X — eroarea; C, K — coeficienți de proporționalitate.

Funcția $\frac{\psi}{|\psi|} = \begin{cases} +1 & \text{pentru } SX > 0 \\ -1 & \text{pentru } SX < 0 \end{cases}$

Cu relațiile date se poate da o schemă mai completă a modului în care se realizează reglarea de acest tip (fig. 2.47). Procesul reglat se presupune a fi unul cu timp mort avînd funcția de transfer $H_{iT}(s) = \frac{K_{iT} e^{-\tau s}}{P(s)}$ în care τ este timpul mort, iar coeficienții polinomului $P(s)$ variază în timp.

Regulatorul cu structură variabilă propus este de tip PI. El comută de pe o structură avînd amplificarea K_1 pe o alta cu amplificarea K_2 cu ajutorul unui bloc logic, funcție de nivelul semnalului de la ieșirea regulatorului.

Ecuatiile regulatorului pentru cele două structuri sînt:

$$u = p_0 + \left(K_1 X + \frac{1}{T_i} \int_0^t X dt \right) = p_0 + \left[K_1 (p - p_r) + \frac{1}{T_i} \int_0^t (p - p_r) dt \right] \quad (2.28)$$

$$u = p_0 + \left(-K_2 X + \frac{1}{T_i} \int_0^t X dt \right) = p_0 + \left[-K_2 (p - p_r) + \frac{1}{T_i} \int_0^t (p - p_r) dt \right] \quad (2.29)$$

unde p_0 este presiunea constantă de polarizare (vezi fig. 2.48). Valoarea lui u

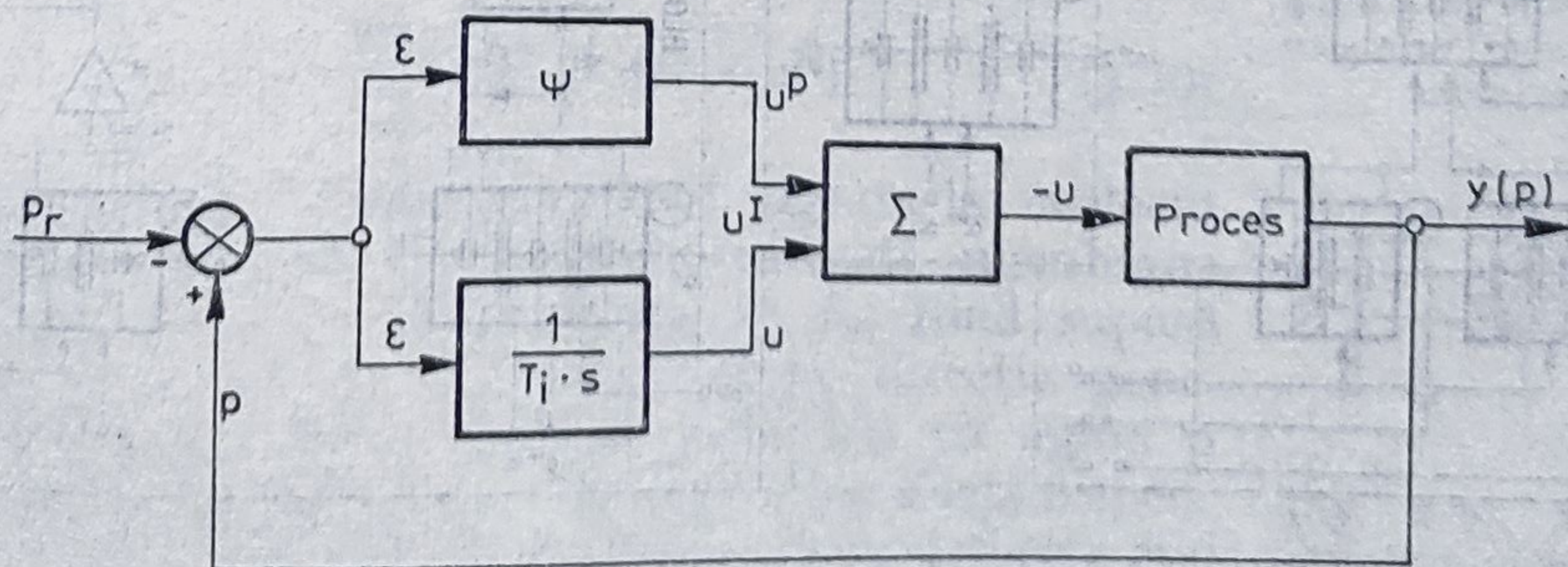


Fig. 2.47. Schema bloc de comutație pe cele două structuri.

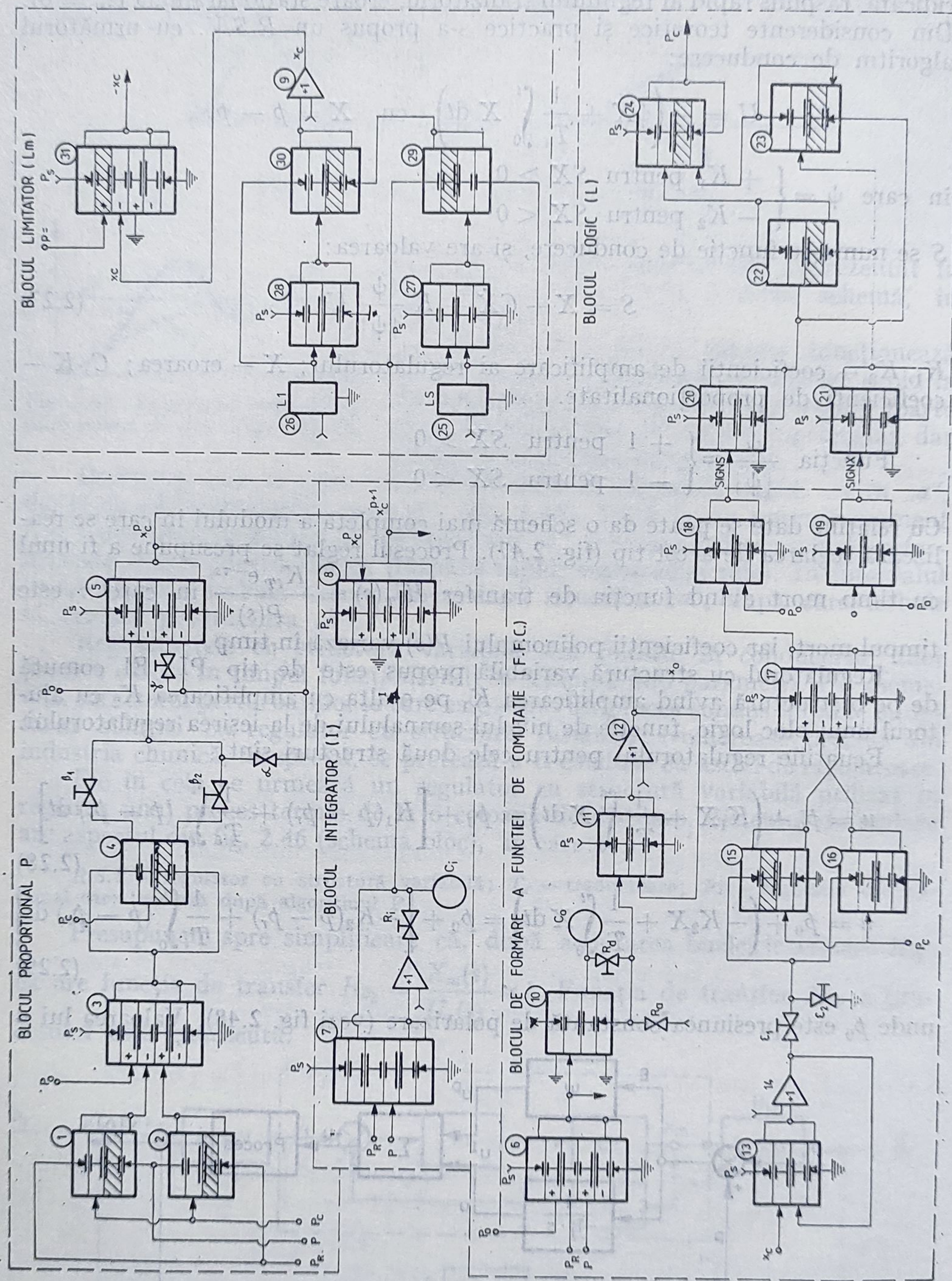


Fig. 2.48. Regulator pneumatic cu structură variabilă.

care asigură comutarea depinde de semnul produsului SX , în care S este ecuația dreptei de comutație, iar X — variabila de stare egală cu eroarea din sistemul de reglare.

$$u = \begin{cases} 0 & (\text{practic } 0,2 \text{ bari}) \text{ pentru } SX > 0 \\ 1 & (\text{practic între } 0,2 \text{ și } 1,4 \text{ bari}) \text{ pentru } SX < 0. \end{cases}$$

Ecuația dreptei de comutație în cazul concret considerat pentru procesul cu timp mort este: $S = CX + X + Ku$.

Schema regulatorului PI cu structură variabilă conținând blocurile proporțional-integral de formare a funcției de comutație și logic se dă în fig. 2.48. În structura regulatorului se folosesc module cu cinci și cu trei membrane din sistemul USEPA.

2.7. Elemente de execuție pneumatice

2.7.1. Elemente de execuție cu membrană și poziționar

Din punct de vedere constructiv, aceste tipuri de elemente de execuție sînt camere pneumatice cu membrană. Pe o față se aplică o presiune de comandă care vine de la elementul de poziționare, pe cealaltă față fiind prezent un resort de revenire (fig. 2.49). Membrana este solidară cu o tijă prin care se acționează un ventil de reglare V . Mărimea de ieșire a elementului de execuție este reprezentată de deplasarea h a tijei. Aceste tipuri de elemente de execuție se utilizează în acționări unde este necesară promptitudine în funcționare și trebuie realizate curse relativ mici. Membrana este fixată pe circumferința exterioară într-o carcasă, iar la mijloc are un disc de rigidizare de care este prinsă tija de acționare (fig. 2.50). În calculul acționărilor cu membrană interesează în mod special forța de presiune transmisă tijei. Presiunea aplicată pe discul de rigidizare dezvoltă o forță care se transmite integral tijei. Presiunea aplicată pe membrană dezvoltă forțe care se transmit atît tijei cît și încastrărilor. Forța de presiune totală care se transmite tijei are valoarea:

$$F_t = \frac{\pi p_c}{12} (D^2 + dD + d^2) \quad (2.30)$$

Relația este valabilă doar cînd săgeata la mijlocul membranei este nulă. În funcționarea reală, membrana se deplasează sub acțiunea presiunii p_c , fiind supusă la încovoiere, precum și la întindere pe direcția generatoarelor. Ca urmare a acestei solicitări, va apare o forță elastică care se opune deplasării tijei. Forța respectivă va fi cu atît mai mare cu cît deplasarea tijei este mai

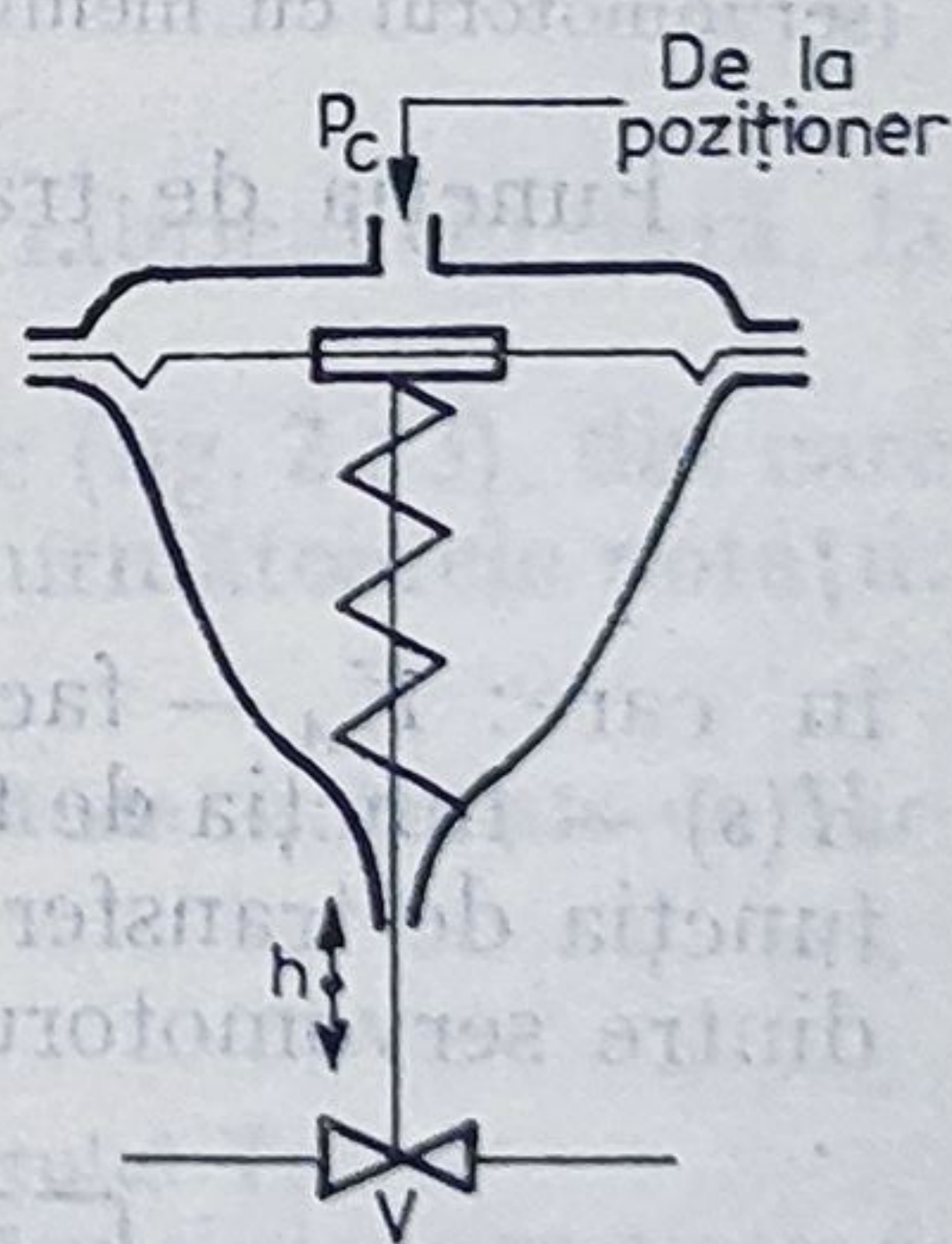


Fig. 2.49. Element de execuție pneumatic cu membrană.

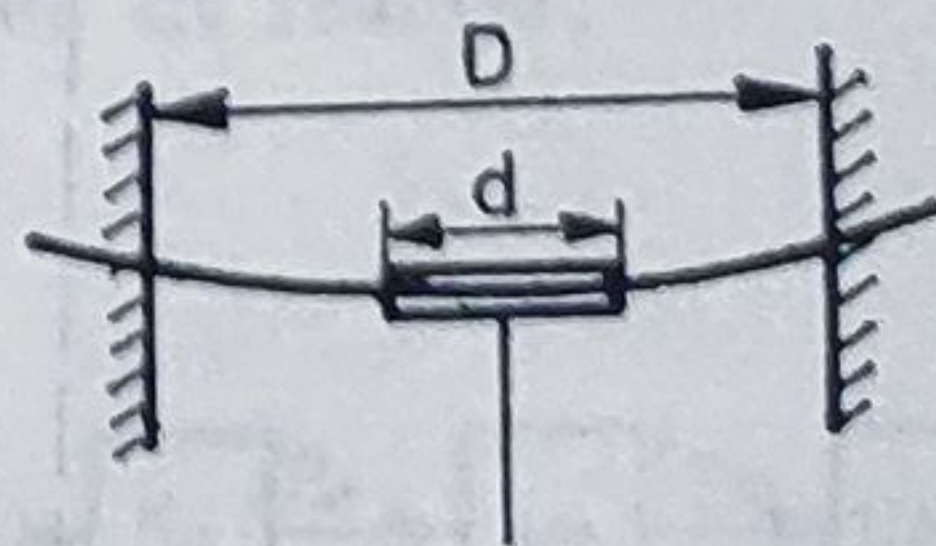


Fig. 2.50. Membrana elementului de execuție.

importantă. În consecință, se va reduce forța disponibilă la tija de acționare cu valoarea F_a , care depinde de modulul de elasticitate al membranei, de grosimea acesteia și de distanța x_m în lungul axului, pe care se face simțită deformarea membranei. Forța disponibilă în tijă va fi $F_{ta} = F_t - F_a$. Pentru a crește această forță utilă, membrana va fi utilizată pe o cursă x_m mai mică. De asemenea se aleg membrane la care diametrul lor să depășească diametrul încăstrării, iar arcul de sub membrană se pretensionează astfel ca în absența presiunii de comandă membrana să fie întinsă în sensul opus acționării, în scopul micșorării camerei de aer de deasupra, ceea ce are ca efect benefic și micșorarea constantei de timp de încărcare a capacității pneumatice care se formează aici.

În regim dinamic de funcționare, lui F_{ta} i se opune forța de inerție F_i , forța de frecare vîscoasă F_f și forța elastică a resortului F_R , potrivit relației:

$$F_{ta} = m \frac{d^2h}{dt^2} + c \frac{dh}{dt} + Kh \quad (2.31)$$

în care: m este masa pieselor în mișcare; c — coeficient de frecare; K — rigiditatea resortului; h — deplasarea tije servomotorului care acționează ventilul.

În regim staționar $F_{ta} = Kh$. În h trebuie inclus și x_m . Drept urmare, caracteristica statică a elementului de execuție este liniară pe porțiuni. Liniarizarea acesteia nu poate fi făcută decît cu un dispozitiv care se cheamă *poziționar*. Acesta conține în structura sa unul sau două etaje de amplificare, precum și reacții de poziție a elementului de execuție propriu-zis. Schema bloc a elementului de execuție cu poziționar se dă în fig. 2.51, în care:

A este amplificatorul; $Tr.P.$ — traductorul de poziție; $E.E.$ — elementul de execuție (servomotorul cu membrană); $O.R.$ — organul de reglare (ventilul).

Funcția de transfer a ansamblului servomotor-poziționar este dată de:

$$H_0(s) = \frac{K_A H(s)}{1 + K_A H(s) H_{rp}(s)} \quad (2.32)$$

în care: K_A — factorul de amplificare al amplificatorului poziționarului; $H(s)$ — funcția de transfer a elementului de execuție fără poziționar; $H_{rp}(s)$ — funcția de transfer a traductorului de poziție de pe calea de reacție negativă dintre servomotorul propriu-zis și poziționar.

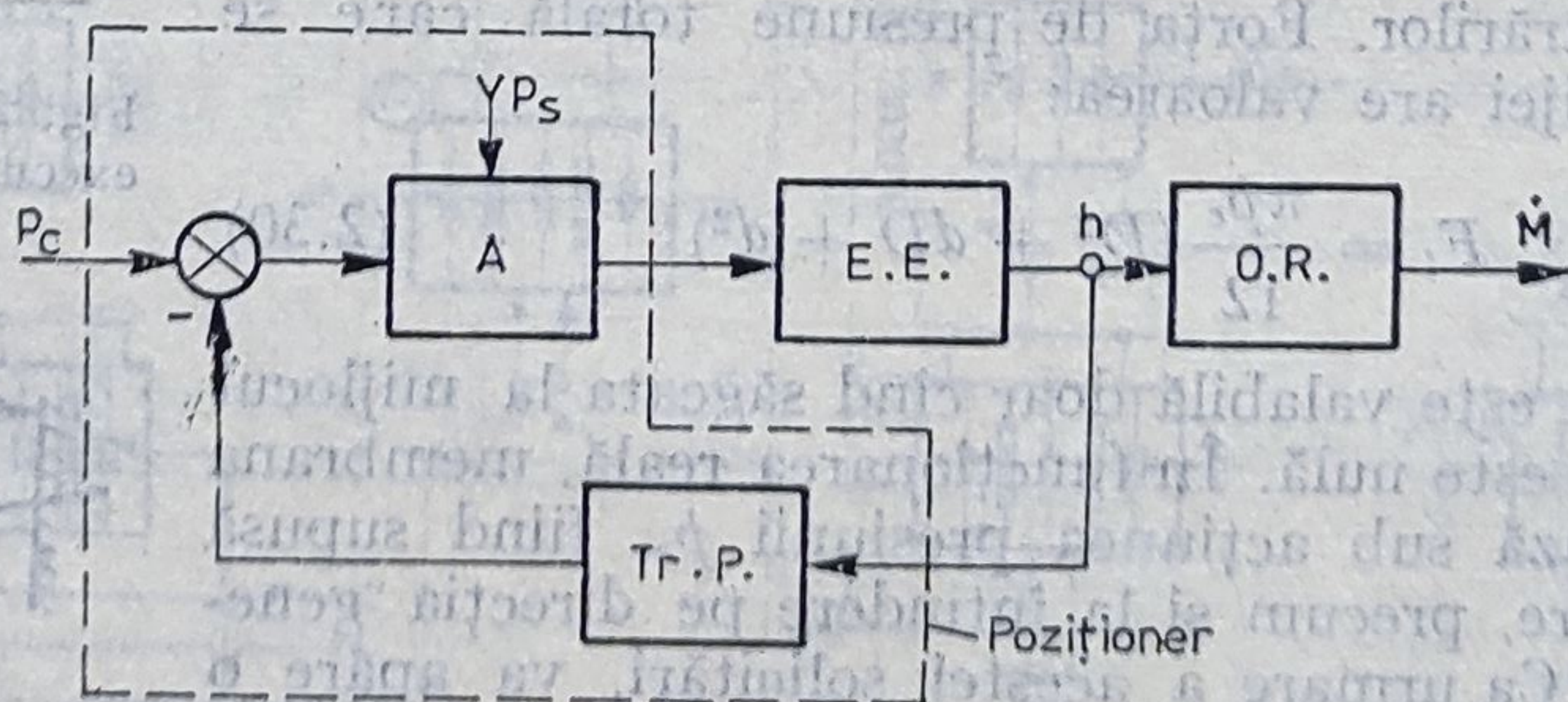


Fig. 2.51. Schema bloc a elementului de execuție cu poziționar.

În general $K_A \gg 1$ și $H_{rp}(s) = K_r =$
 $= \text{constant}$, iar elementul de execuție
 cu membrană este de tip proporțional cu
 întârziere de ordinul I: $H(s) = \frac{K}{\tau \cdot s + 1}$.

Cu aceste precizări, relația (2.32)
 devine:

$$H_0(s) = \frac{K_0}{\tau \cdot s + 1} \text{ în care } K_0 = \frac{K}{K_r}$$

iar:

$$\tau' = \frac{\tau}{1 + K_A \cdot K_r}. \text{ Se vede că } \tau' \ll \tau.$$

Așadar, prezența poziționarului face ca
 ansamblul să aibă o constantă de timp
 de întârziere mult mai mică decât în
 cazul elementului de execuție fără po-
 ziționar.

În fig. 2.52 se dă un exemplu de element de execuție cu membrană și
 poziționar. Semnificația notațiilor este următoarea:

1 — motorul propriu-zis; 2 — robinetul de reglare; 2 — preamplificatorul ajutăj-clapetă-
 4 — amplificatorul de putere; 5 — burduful de comandă; 6 — pîrghie comparatoare; 7, 8 — re-
 soarte; 9, 10, 11 — piese articulate cu ajutorul cărora se realizează legătura inversă dintre
 poziționar și elementul de execuție.

Piese 3 ... 11 aparțin poziționarului (poziționarul este fabricat în țară la
 IEPAM-Bîrlad).

Pe baza structurii din fig. 2.52 se trasează schema bloc (fig. 2.53), din care
 se deduce funcția de transfer a ansamblului. S-au folosit următoarele notații:

- S_b — suprafața activă a burdufului 5;
- K_e — rigiditatea echivalentă a resoartelor 7 și 8 atunci cînd sînt acționate de bur-
 duful 5 de la distanța „a”;
- C_1 — raportul brațelor de pîrghie a și b;
- x_1 — deplasarea vîrfului burdufului 5;
- x_2 — deplasarea pîrghiei acționată de burduf, în dreptul resortului 7;
- K'_e — rigiditatea resoartelor 7 și 8 cînd sînt acționate de la capătul tijei comparatoare 6;
- K_1 — coeficientul de amplificare al preamplificatorului ajutăj-clapetă 3;
- K_A — coeficientul de amplificare al amplificatorului de putere 4;
- S_m — suprafața activă a servomotorului 1;
- K''_e — rigiditatea resortului servomotorului 1;
- C_2 — raport de transmisie în angrenajele pieselor 9, 10 de pe calea de reacție;
- y — deplasarea capătului resortului 8;
- F_1 — forța realizată de resortul 7 pe bara comparatoare 6;
- F_2 — forța realizată de resortul 8 pe bara comparatoare.

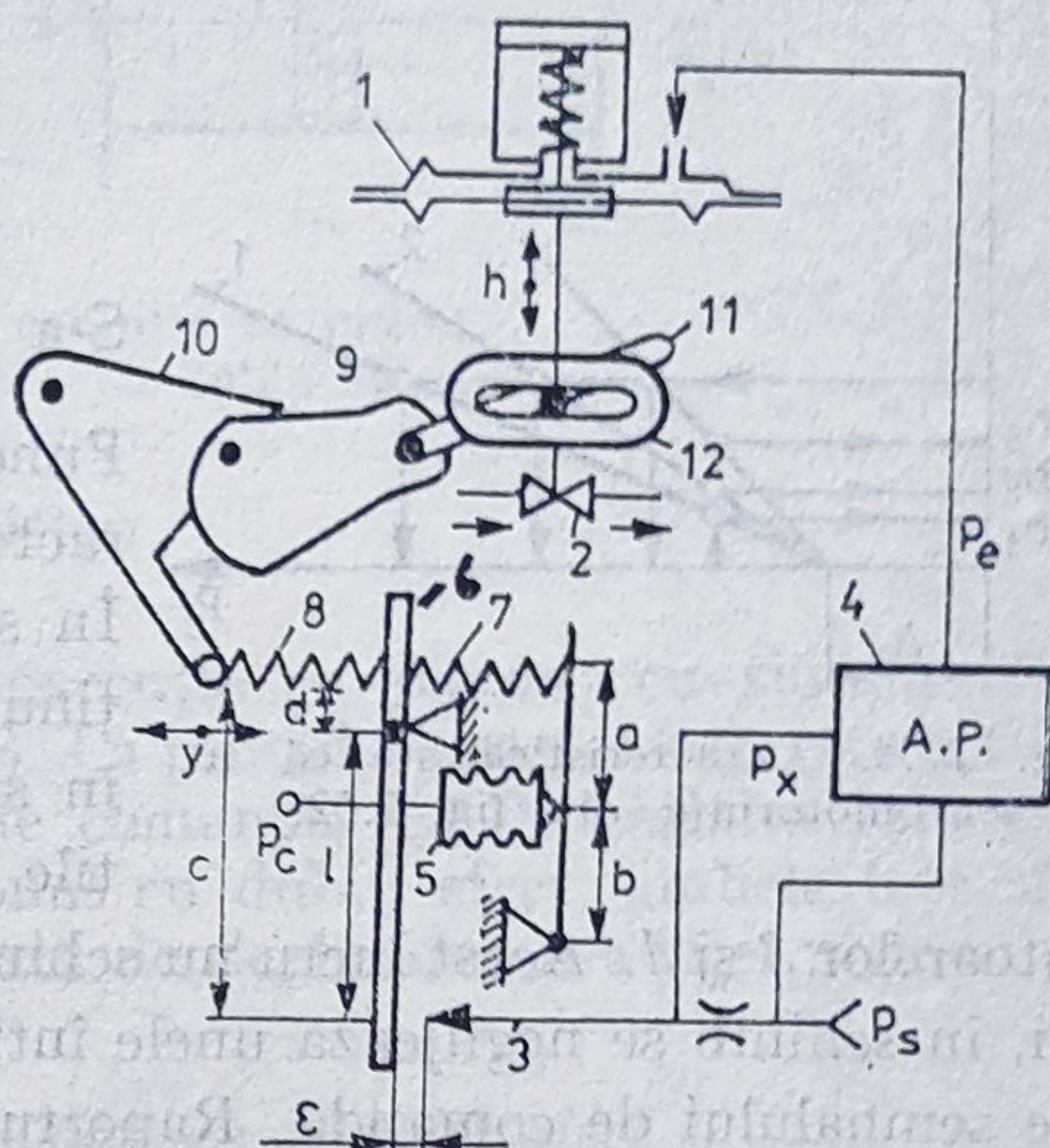


Fig. 2.52. Servomotor pneumatic cu mem-
 brană și poziționar.

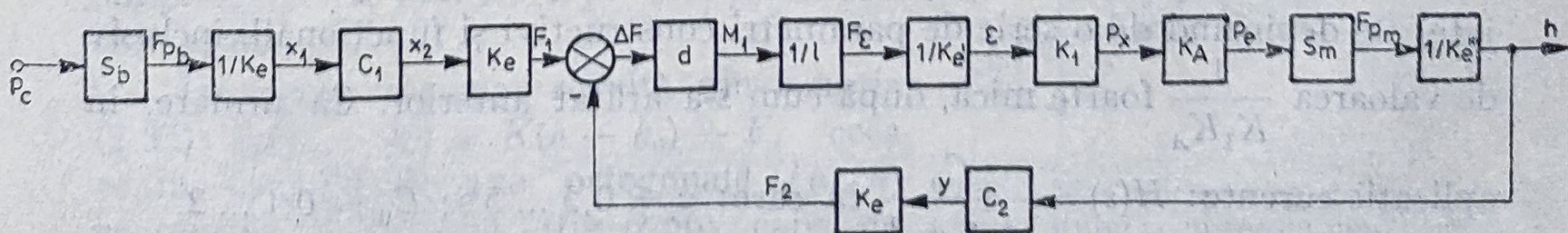


Fig. 2.53. Schema funcțională a servomotorului din fig. 2.52.

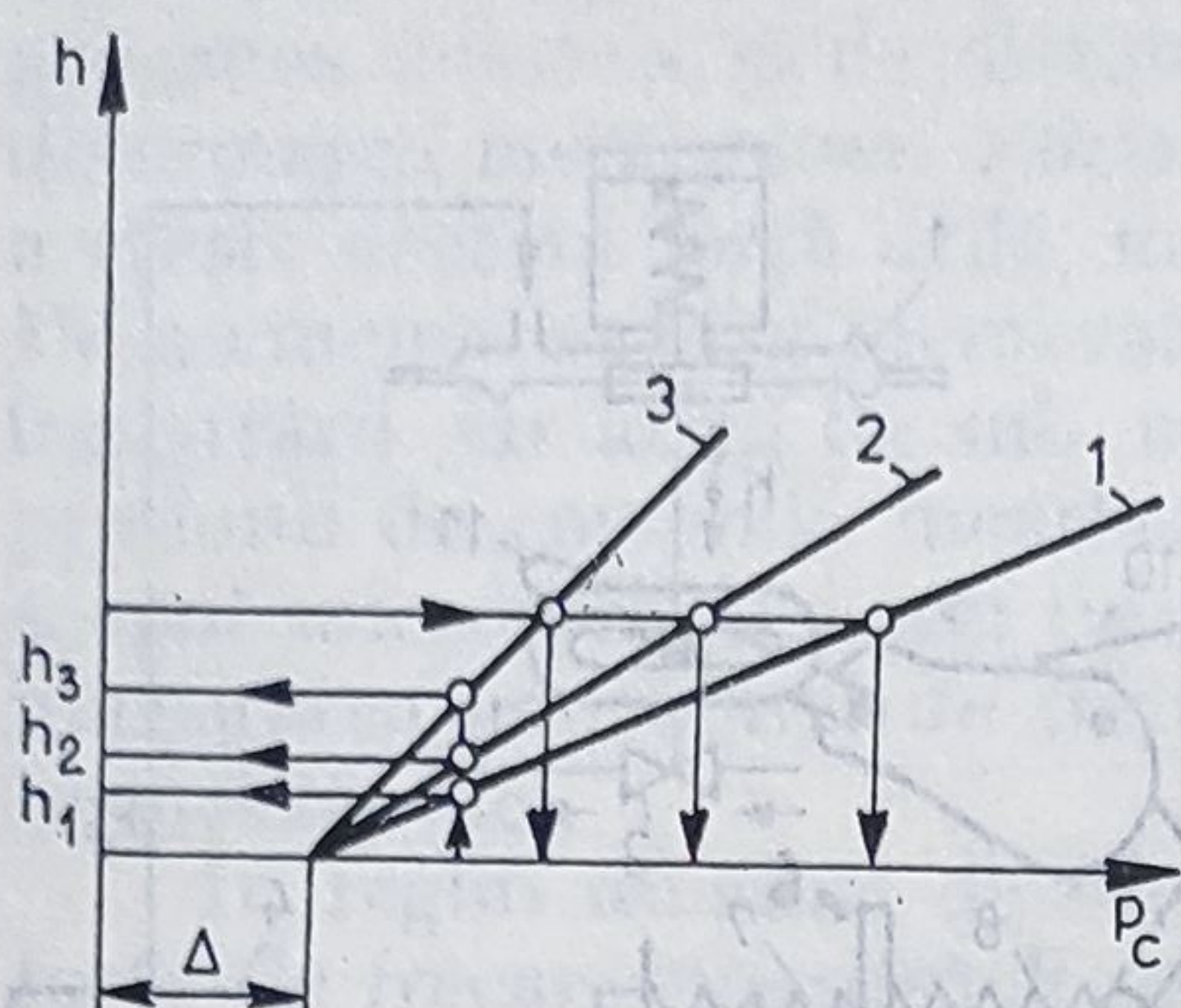


Fig. 2.54. Caracteristica statică a servomotorului din fig. 2.52.

Din fig. 2.53 rezultă funcția de transfer :

$$H(s) \stackrel{\Delta}{=} \frac{h(s)}{p_c(s)} \approx \frac{S_b \cdot C_1}{C_2 \cdot K_e} = C_0 \quad (2.33)$$

S-a considerat că $\frac{1}{K_1 K_0}$ se poate neglija.

Funcția de transfer este o constantă C_0 . Caracteristica statică a ansamblului este liniară. În schema funcțională din fig. 2.53 nu s-a ținut seama de toate mărimile care intervin, în special de forțele de frecare, de capacitățile burdufului 5, servomotorului 1, amplifi-

catoarelor 3 și 4. Acest lucru nu schimbă caracterul proporțional al ansamblului, în schimb se neglijează unele întârzieri în răspunsul sistemului la variații ale semnalului de comandă. Raportul de transmisie C_2 care intră în componența funcției de transfer poate fi modificat cu ajutorul piesei 12 (vezi fig. 2.52) prin deplasarea acesteia în lungul axului elementului de execuție. Se poate modifica astfel panta caracteristicii statice a ansamblului element de execuție-poziționar (fig. 2.54). Ca urmare, cu o aceeași presiune de comandă p_{c1} se pot realiza deplasări diferite (h_1, h_2, h_3), astfel încât un același servomotor poate acționa ventile având curse diferite.

În caracteristica statică apare și o zonă (prag) de insensibilitate Δ , ca urmare a frecărilor în diversele echipamente mobile. Sistemul nu este deci sensibil la presiuni de comandă oricât de mici ar fi ele. Caracteristica statică, ca urmare a reacției negative realizate prin poziționar, este de o foarte bună liniaritate în comparație cu situația în care elementul de execuție ar lucra fără poziționar.

La realizarea schemei funcționale din fig. 2.53, dacă se ține seama și de capacitățile burdufului de comandă, amplificatorului ajutaj-clapetă, amplificatorului de putere și servomotorului cu membrană, precum și de rezistențele locale de intrare în burduf și în elementul de execuție, se obține o funcție de transfer de forma:

$$H(s) = \frac{h(s)}{p_c(s)} = \frac{C_0}{\tau_1 s^4 + \tau_2 s^3 + \tau_3 s^2 + \tau_4 s + 1} \quad (2.34)$$

în care: $C_0 = f(S_b, K_1, K_A, l, d, K'_e, S_m, C_1, C_2)$. Ca mărime, constantele de timp $\tau_1 \div \tau_3$ sînt nesemnificative putînd fi neglijate, ele depinzînd de o serie de parametri constructivi și funcționali, inclusiv de valoarea $\frac{1}{K_1 K_A}$ foarte mică, după cum s-a arătat anterior. Ca urmare, în

aplicații curente: $H(s) = \frac{C_0}{\tau \cdot s + 1}$ în care: $\tau = 0,5 \dots 5 \text{ s}$; $C_0 = 0,1 \dots 2$.

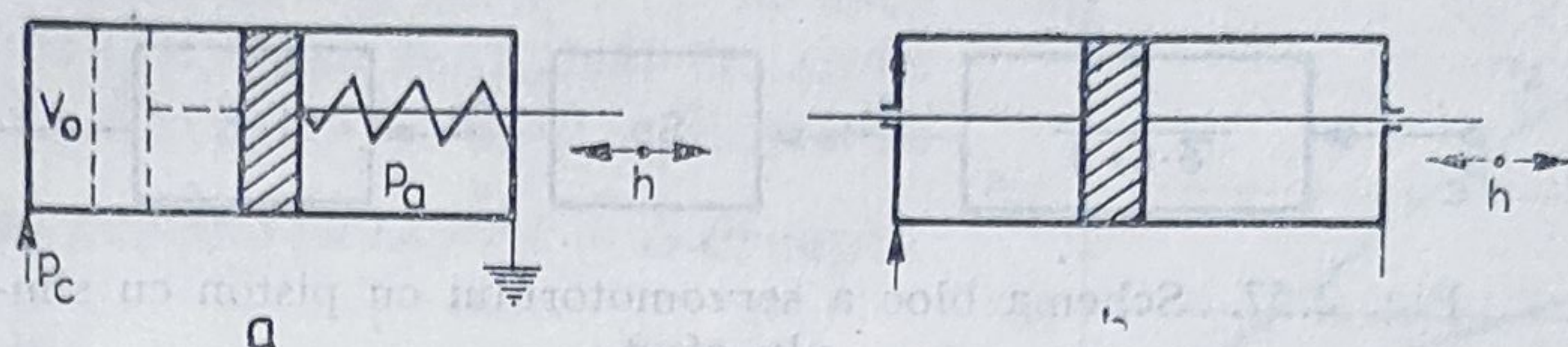


Fig. 2.55. Element de execuție cu piston:
a — cu simplu efect; b — cu dublu efect.

2.7.2. Elemente de execuție cu piston

Sînt două tipuri de elemente de execuție cu piston: cu simplu efect (fig. 2.55, a) și cu dublu efect (fig. 2.55, b). La primul, numai o față este activă, aceea pe care se introduce presiunea de comandă p_c . Pe cealaltă față este montat un resort de revenire. La pistonul cu dublu efect, ambele fețe sînt active. Mărimea de ieșire este reprezentată de deplasarea h a tijei pistonului.

2.7.2.1. Elementul de execuție cu piston cu simplu efect

Ecuția de funcționare în regim dinamic a acestui tip de element de execuție este dată de relația:

$$F_p = F_i + F_{fv} + F_R + F$$

în care: F_p — forța de presiune exercitată pe fața activă a pistonului; F_i — forța de inerție a maselor în mișcarea de translație; F_{fv} — forța de frecare vîscoasă avînd în vedere aerul ca fluid real este marcat de vîscozitate; F_R — forța cu care se opune resortul; $F = F_0 + F_1 + F_u$ cu F_0 — forța de pretenționare a resortului; F_1 — forța de frecare uscată; F_u — forța utilă, avînd în vedere că servomotorul acționează o sarcină.

Exprimînd forțele descrise funcție de mărimile de care depind, se obține:

$$S_p(p_c - p_a) = m \frac{d^2h}{dt^2} + c \frac{dh}{dt} + K(h - h_0) + F \quad (2.35)$$

S-au folosit notațiile:

S_p — suprafața pistonului; m — masa pieselor în mișcare; c — coeficient de frecare; K — rigiditatea resortului; $h_0 = \frac{V_0}{S_p}$, unde V_0 — spațiul mort din cilindru, la care se adaugă volumul conductelor de legătură; p_a — presiunea aerului din spatele pistonului (camera resortului) care este cu puțin mai mare decît presiunea atmosferică. S-a considerat, spre simplificare, că ambele fețe ale pistonului sînt egale.

În regim staționar rezultă din ecuația (2.35): $S_p(p_c - p_a) = K(h - h_0) + F$, ceea ce în sistemul de axe ortogonale (p_c, h) reprezintă o dreaptă (fig. 2.56) care nu

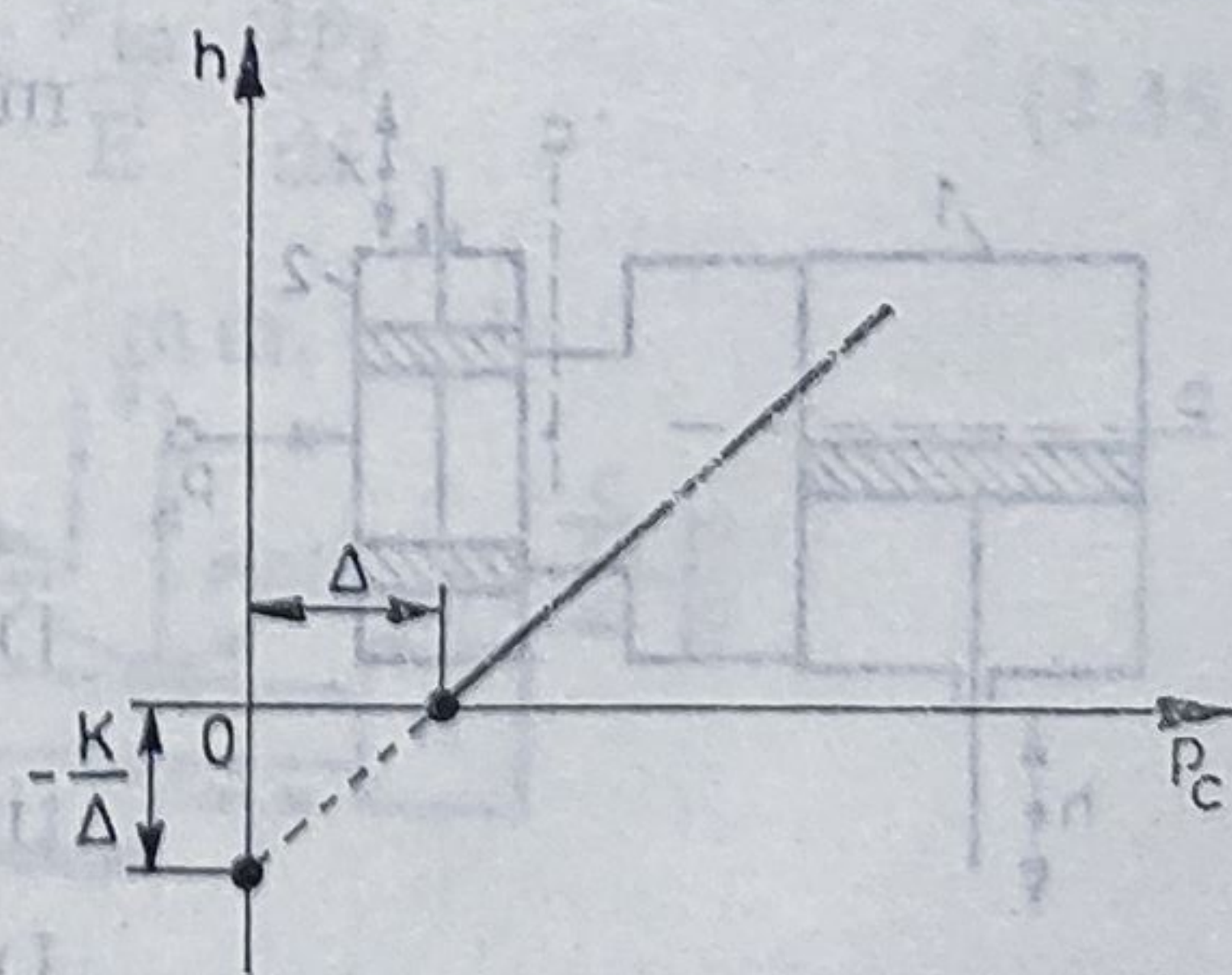


Fig. 2.56. Caracteristica statică a servomotorului cu piston cu simplu efect.

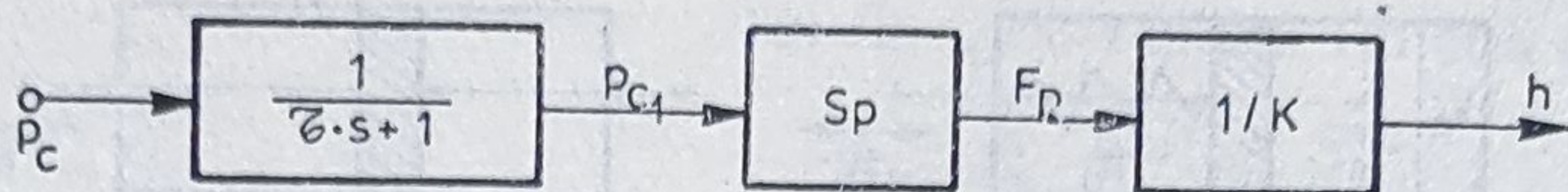


Fig. 2.57. Schema bloc a servomotorului cu piston cu simplu efect.

pornește din origine, caracteristica statică avînd o zonă de insensibilitate $\Delta = \frac{p_a S_p - K h_0 + F}{S_p}$.

În regim dinamic, servomotorul se comportă ca și elementul de execuție cu membrană. O schemă bloc simplificată se dă în fig. 2.57, din care se deduce că $H(s) = \frac{h(s)}{p_c(s)} = \frac{S_p/K}{\tau s + 1}$. Așadar, avem de a face cu un element proporțional cu întârziere de ordinul întâi. Constanta de timp de întârziere τ este dată de $\tau = R_i C_c$, în care: R_i este rezistența locală la intrarea în cilindru; C_c — capacitatea camerei de aer din partea activă a elementului de execuție.

2.7.2.2. Element de execuție cu piston cu dublu efect

Elementul de execuție cu piston cu dublu efect este însoțit totdeauna de un distribuitor de tip sertar (fig. 2.58), care este un amplificator ce trimite aer pe o față sau pe cealaltă a pistonului servomotorului. Din punct de vedere analitic, pistonul 1 și distribuitorul 2 trebuie tratate împreună. Din punct de vedere dinamic ne propunem să găsim dependența dintre ieșirea h (deplasarea tijei servomotorului) și intrarea x (deplasarea tijei distribuitorului).

Pentru determinarea funcției de transfer a ansamblului se scrie ecuația continuității jetului de aer în secțiunile „a” și „b”, în regim permanent de curgere și apelînd la următoarele ipoteze simplificatoare: densitatea aerului $\rho = ct$; viteza în secțiunea „a” — $v_a = ct$; secțiunea de trecere în „a” este dreptunghiulară (de înălțime x și lățime l). În plus, neglijînd forțele de inerție și cele de frecare urmează a scrie: $S_a v_a = S_b v_b$ în care:

S_a — secțiunea de trecere în „a”, S_b — secțiunea de trecere în „b”, v_a — viteza fluidului în „a”, v_b — viteza fluidului în „b”. Ecuația continuității

mai capătă forma: $l x v_a = S_b \frac{dh}{dt}$, sau:

$$h = \frac{l v_a}{S_b} \int_{t_0}^{t_f} x dt \quad (2.36)$$

Din punct de vedere dimensional $\tau = \frac{S_b}{l v_a}$ este un timp constituind constanta de timp de integrare.

Deci $h = \frac{1}{\tau} \int x dt$, ceea ce face să afirmăm că elementul de execuție cu piston cu dublu efect

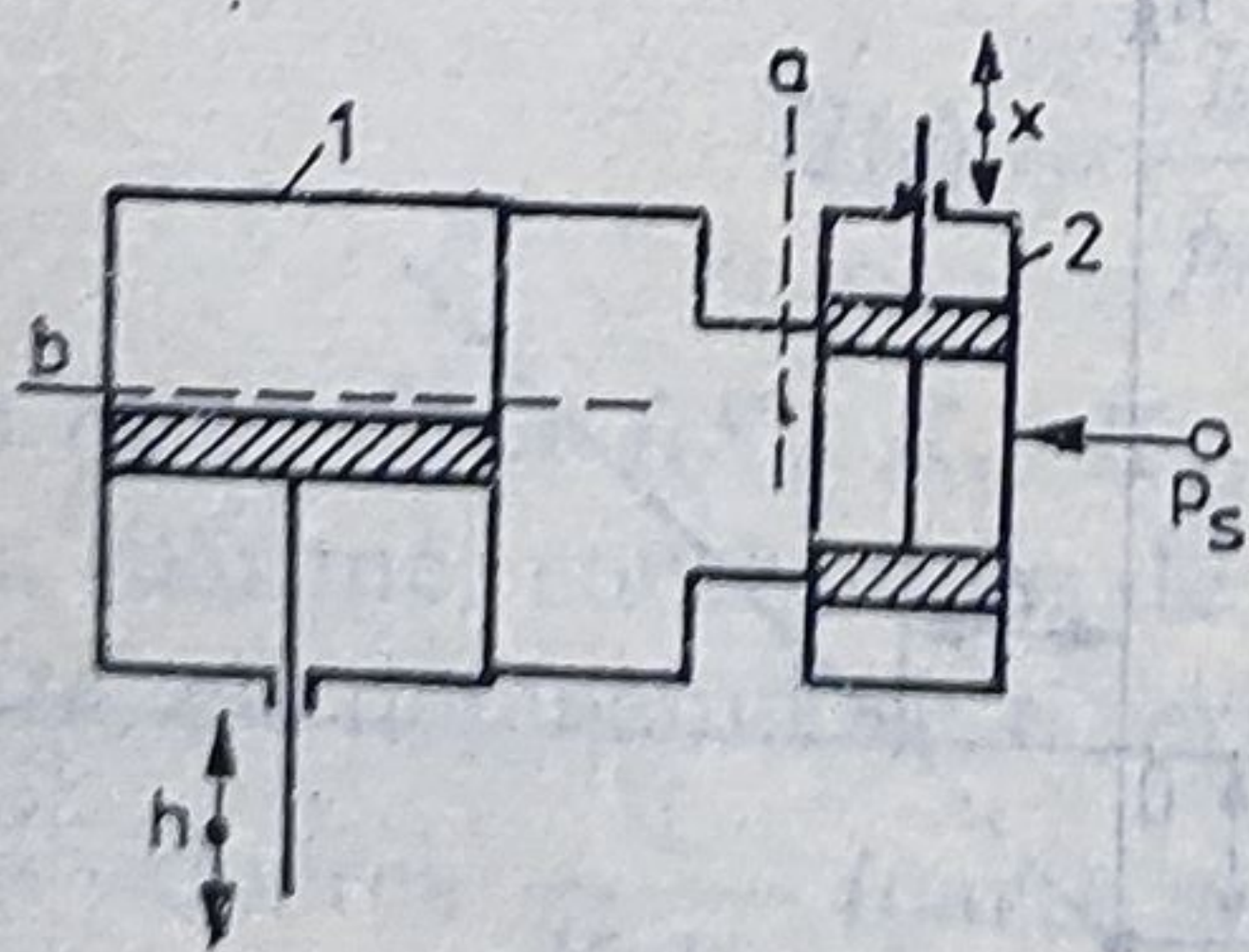


Fig. 2.58. Element de execuție cu piston cu dublu efect și distribuitor.

lipsit de poziționar, privit între x și h , este un element integral, care răspunde în timp ca în fig. 2.59. Pentru o treaptă aplicată la intrare $x = x_0$ rezultă $h = \frac{x_0}{\tau} t$ — o dreaptă avînd panta $\frac{x_0}{\tau}$. Se vede că panta repre-

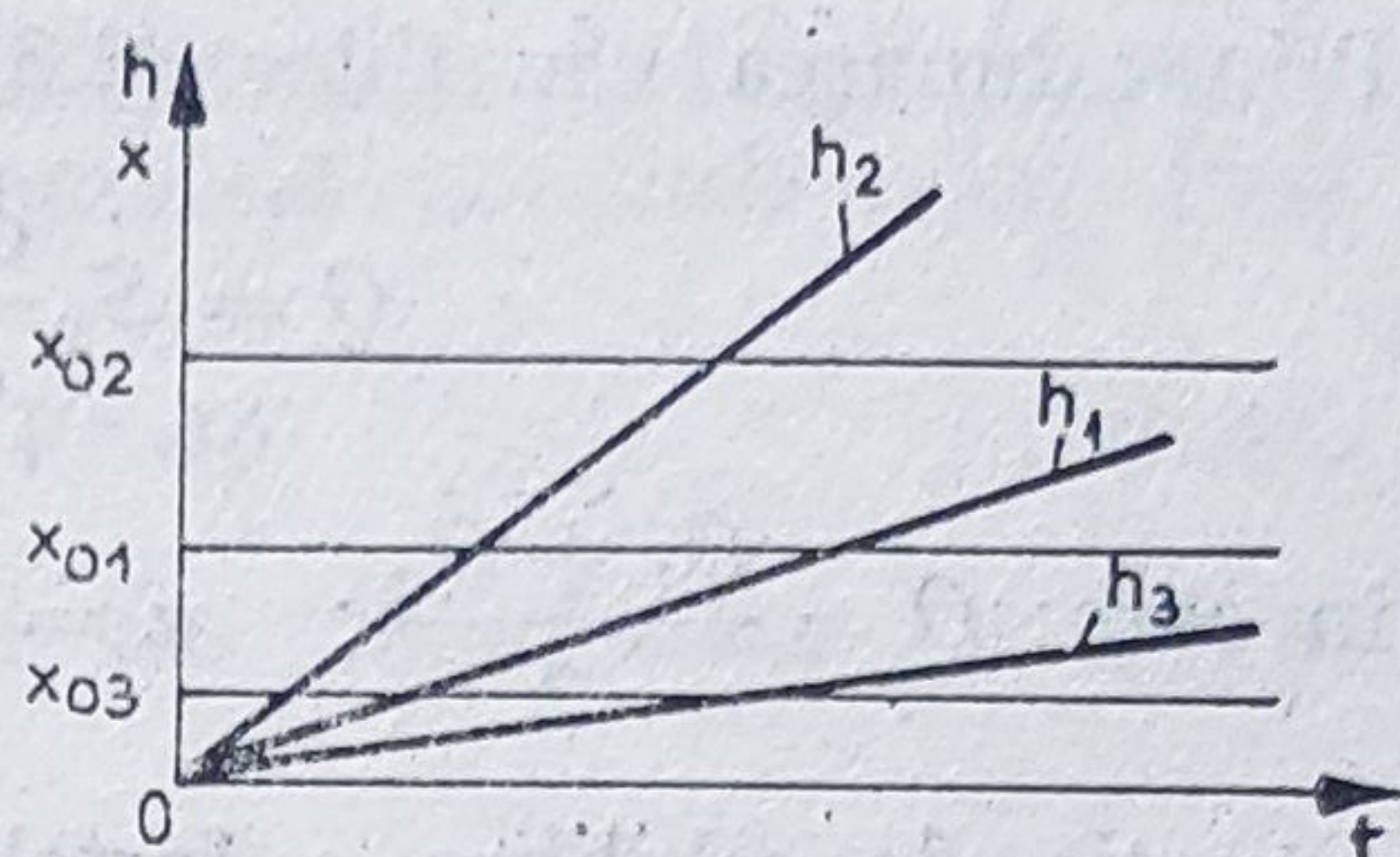


Fig. 2.59. Caracteristica dinamică a ansamblului din fig. 2.58.

zintă o viteză. La deschideri mari ale sertarului (x_{02}) panta de integrare are valoare mare, viteza de deplasare a pistonului crește. La deschideri mici (x_{03}) viteza de deplasare a pistonului servomotorului se micșorează. Același sistem din fig. 2.58, privit acum între viteza de deplasare a pistonului, ca mărime de ieșire, și deplasarea tijei sertarului, ca mărime de intrare, este un sistem proporțional.

Dinamica elementului de execuție cu dublu efect. Fie servomotorul pneumatic cu dublu efect reprezentat în fig. 2.60. Debitele volumice Q_1 , Q_2 provin de la distribuitor. Analiza se face pentru poziția de mijloc a pistonului. Volumele camerelor de aer de o parte și de alta a pistonului sînt V_{10} și V_{20} . Prin spațiul dintre piston și cilindru și dintre tijă și cilindru există pierderi de fluid $\alpha_i \Delta p$, respectiv $\alpha_e p_i$, în care α este coeficientul de debit prin rezistențele de curgere diferite. Mișcarea pistonului are loc ca urmare a diferenței de presiune Δp de pe cele două fețe ale lui. Camerele de aer sînt presurizate de către debitele volumice Q_1 , Q_2 . În poziția de mijloc a pistonului, $V_{01} = V_{02} = \frac{V}{2} = V_0$. La deplasarea pistonului spre stînga este valabilă relația:

$V_1 = V_{10} + S_p X$; $V_2 = V_{20} - S_p X$ în care: X — deplasarea pistonului; S_p — suprafața activă a pistonului.

Pentru camera de volum V_1 se scrie:

$$Q_1 - \alpha_e p_1 - \alpha_i \Delta p = \frac{dV_1}{dt} + \frac{V_{10}}{E} \frac{dp_1}{dt} \quad (2.37)$$

cu E — modulul de elasticitate al aerului.

Pentru camera de volum V_2 este valabilă relația:

$$\alpha_i \Delta p - \alpha_e p_2 - Q_2 = \frac{dV_2}{dt} + \frac{V_{20}}{E} \frac{dp_2}{dt} \quad (2.38)$$

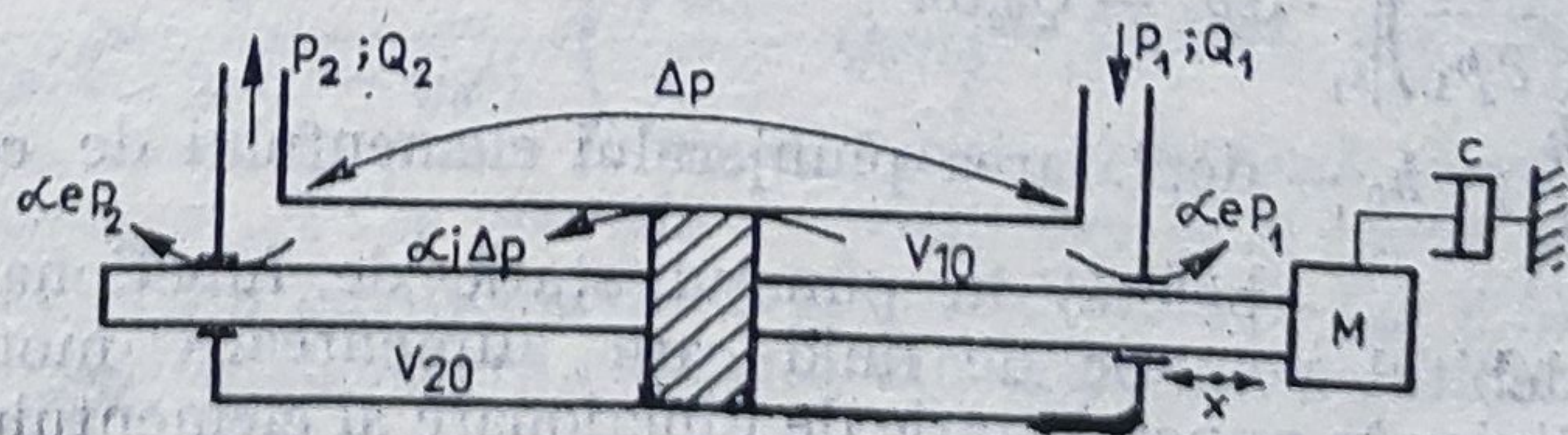


Fig. 2.60. Structura elementului de execuție cu piston cu dublu efect.

Prin adunarea ecuațiilor (2.37) și (2.38) se obține:

$$Q = S_p \frac{dx}{dt} + \frac{V}{4E} \frac{d(\Delta p)}{dt} + \alpha \Delta p \quad (2.39)$$

în care: $Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$; $\alpha = \alpha_i - \frac{\alpha_c}{2}$.

Ecuația de echilibru a forțelor pe piston are aspectul:

$$S_p \Delta p = m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + F \quad (2.40)$$

în care: m — masa pieselor în mișcare, inclusiv masa sarcinii; c — coeficient de frecare vîscoasă; F — forța de frecare uscată și forța utilă (la mers în sarcină).

Prin diferențiere, relația (2.40) devine:

$$\frac{d}{dt} (\Delta p) = \frac{m}{S_p} \frac{d^3 x}{dt^3} + c \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.41)$$

Dar $\frac{d(\Delta p)}{dt}$ se scoate din (2.39) și se înlocuiește în (2.41), după care, prin aplicarea transformatei Laplace și în condiții inițiale nule, se regăsește funcția de transfer a servomotorului:

$$H(s) = \frac{X(s)}{Q(s)} = \frac{S_p}{s \left[\frac{Vm}{4E} s^2 + \left(\alpha m + \frac{cV}{4E} \right) s + (S_p^2 + \alpha c) \right]} \quad (2.42)$$

Rezultă un element integral cu întârziere de ordinul doi.

O altă tratare a regimului dinamic al elementului de execuție este aceea în care se ia în considerație și efectul compresibilității gazului. În afara ecuației (2.40), care exprimă echilibrul forțelor pe piston, se mai scrie ecuația de debite volumice:

$$q_{s1} = Q_0 \frac{1}{2\varepsilon_{cr}} \cdot \frac{p_1}{p_s} - Q_0 h^* = S_p \frac{dx}{dt} + q_c \quad (2.43)$$

în care:

p_s — presiunea de alimentare a elementului de comandă a servomotorului;

$$q_{s1} = \left(\frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \right)_{h_1} \cdot dp_1 - Q_{02} dh^*$$

$h^* = \frac{h}{h_0}$; h_0 — deplasarea plunjerului elementului de comandă (sertar, paletă) în punctul static de funcționare;

Q_0 — debitul volumic de fluid care alimentează motorul pneumatic liniar în punctul static de funcționare al elementului de distribuție;

q_c — debitul suplimentar pentru umplerea cilindrului datorită compresibilității aerului.

Se presupune că în procesul umplerii cavității cilindrului, pînă la demararea pistonului, are loc un proces adiabatic. Se consideră volumele celor două cavități ca fiind egale scriindu-se:

$$d(pV^\kappa) = \kappa p V^{\kappa-1} dV + V^\kappa dp \quad (2.44)$$

sau: $dV = \frac{V}{Kp} dp$. Considerînd variații mici ale variabilelor (V, p) se găsește: $\frac{dV}{dt} = \frac{V}{\kappa p} \cdot \frac{dp}{dt}$. Mărimea $\frac{dV}{dt}$ reprezintă componenta de debit cauzată de compresibilitate raportată la unitatea de suprafață. Cu aceasta, pentru poziția neutră a elementului de comandă al servomotorului, debitul suplimentar datorat compresibilității capătă forma:

$$q_c = \frac{V}{2\kappa \varepsilon_{cr} p_s} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (2.45)$$

Din relațiile (2.43), (2.44), (2.45) se obține ecuația diferențială care descrie funcționarea ansamblului element de comandă — element de execuție:

$$\begin{aligned} & \frac{V_m}{2\varepsilon_{cr} \kappa p_s S_p} \frac{d^2 x}{dt^2} + \left[\frac{V_c}{2\varepsilon_{cr} p_c \kappa S_p} - \frac{Q_0 m}{2\varepsilon_{cr} p_s S_p} \right] \frac{d^2 x}{dt^2} + \\ & + \left[S_p - \frac{Q_0 c}{2\varepsilon_{cr} p_s S_p} \right] \frac{dx}{dt} = -Q_0 h^* + \frac{Q_0 F}{2\varepsilon_{cr} p_s S} \end{aligned} \quad (2.46)$$

S-a considerat că sarcina este constantă în timp.

Dacă se notează cu $x_a = h_0 - h^*$ — diferența dintre deplasarea elementului mobil al dispozitivului de comandă în punctul static de funcționare și deplasarea relativă h^* , din (2.46) se găsește funcția de transfer a ansamblului element de comandă — element de execuție:

$$H(s) = \frac{X(s)}{X_a(s)} = \frac{k}{s \left[\frac{1}{\omega_n^2} s^2 + \frac{2\xi}{\omega_n} s + 1 \right]} \quad (2.47)$$

în care:

$$K = \frac{1}{\frac{S_p}{Q_0} - \frac{c}{2\varepsilon_{cr} p_s S_p}} \quad \text{— factorul de amplificare;}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\kappa}{V_m} (2\varepsilon_{cr} p_s S_p^2 - Q_0 c)} \quad \text{— pulsația naturală;}$$

$$\xi = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\kappa}{V_m (2\varepsilon_{cr} p_s S_p^2 - Q_0 c)}} \cdot \left(\frac{V_c}{\kappa} - Q_0 m \right) \quad \text{— factorul de amortizare.}$$

Elementul de execuție poate fi transformat dintr-unul integral, într-un element proporțional, dacă i se prevede un poziționar prin care i se realizează o reacție negativă pentru poziționarea lui la cote dorite. În fig. 2.61 se prezintă schematic o astfel de structură compusă din următoarele elemente:

1 — element de execuție cu piston cu dublu efect; 2 — membrană de comandă pe care se aplică presiunea de intrare p_c ; 3 — distribuitor cu rol de amplificator de putere; 4, 5 — angrenaje; 6 — camă; 7 — tchet; 8 — resort.

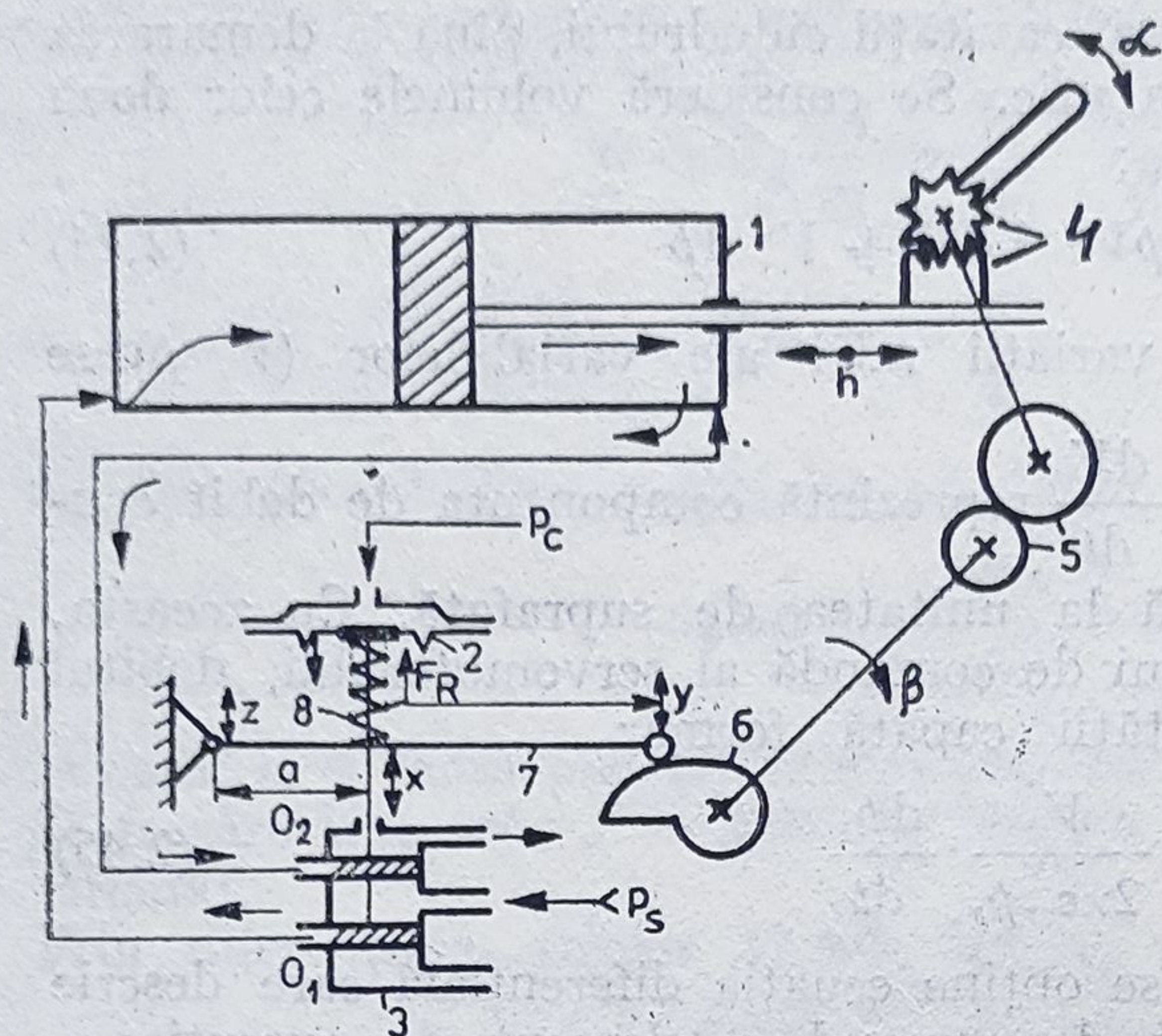


Fig. 2.61. Servomotor cu piston cu dublu efect cu acțiune proporțională.

Elementele 2 ... 8 aparțin poziționarului. Acesta conține amplificatorul de putere 3 și reacția negativă de la ieșirea α a elementului de execuție realizată de către angrenaje, camă și resort. Profilul camei — elementul principal al reacției — este astfel conceput încît raza lui crește liniar cu unghiul de rotație. Creșterea presiunii de comandă p_c provoacă deplasarea sertarului în jos, aerul de la sursa p_s iese prin orificiul o_1 spre servomotor deplasînd pistonul acestuia spre dreapta. Intră în funcțiune sistemul de reacție, cama 6 se rotește spre dreapta ridicînd tachetul 7. Resortul 8 va fi comprimat pînă cînd forța lui va egala forța dată de presiunea p_c pe fața superioară a membranei 2. Aceasta din urmă vine la loc, trage după ea pistoanele distribuitorului, orificiile o_1 și o_2 se închid și pistonul servomotorului 1 se oprește. Deplasarea acestuia nu se mai face pînă la capătul cilindrului ca în cazul funcționării integrale.

Schema funcțională simplificată a dispozitivului din fig. 2.61 este reprezentată în fig. 2.62.

S-au utilizat notațiile:

- S_m — suprafața activă a membranei de comandă 2;
- K_e — rigiditatea echivalentă a grupului de elemente elastice membrană 2 — resort 8;
- τ_i — constanta de timp a sistemului integral distribuitor 3 — servomotor 1;
- C_1, C_2 — rapoarte de transformare în angrenajele 4 și 5;
- C_3 — raportul dintre raza camerei 6 și unghiul ei de rotație β ;
- C_4 — raport de brațe de pîrghie $\left(\frac{a}{a+b}\right)$.

Din rezolvarea schemei funcționale se găsește:

$$H(s) = \frac{\alpha(s)}{p_c(s)} = \frac{k}{\tau s + 1}$$

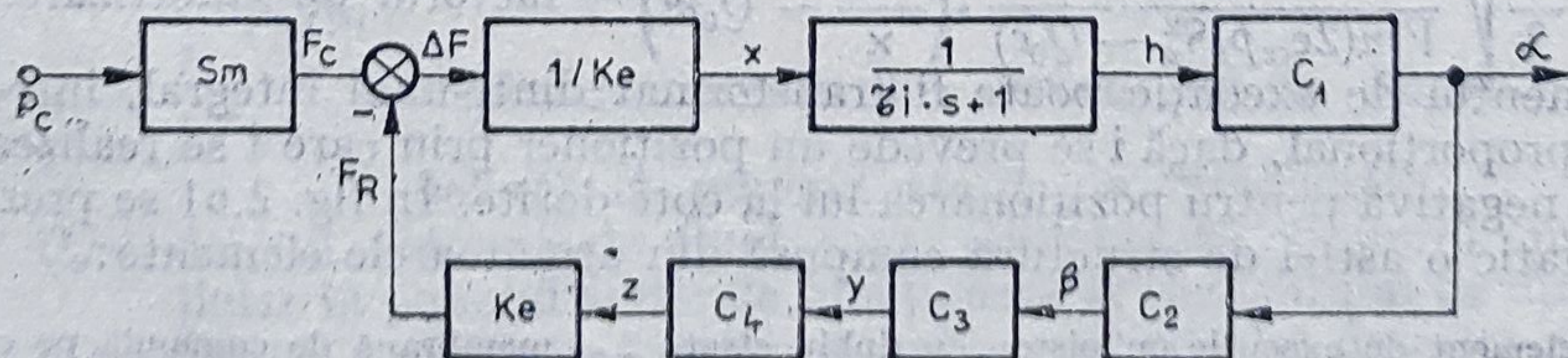


Fig. 2.62. Schema funcțională a servomotorului din fig. 2.61.

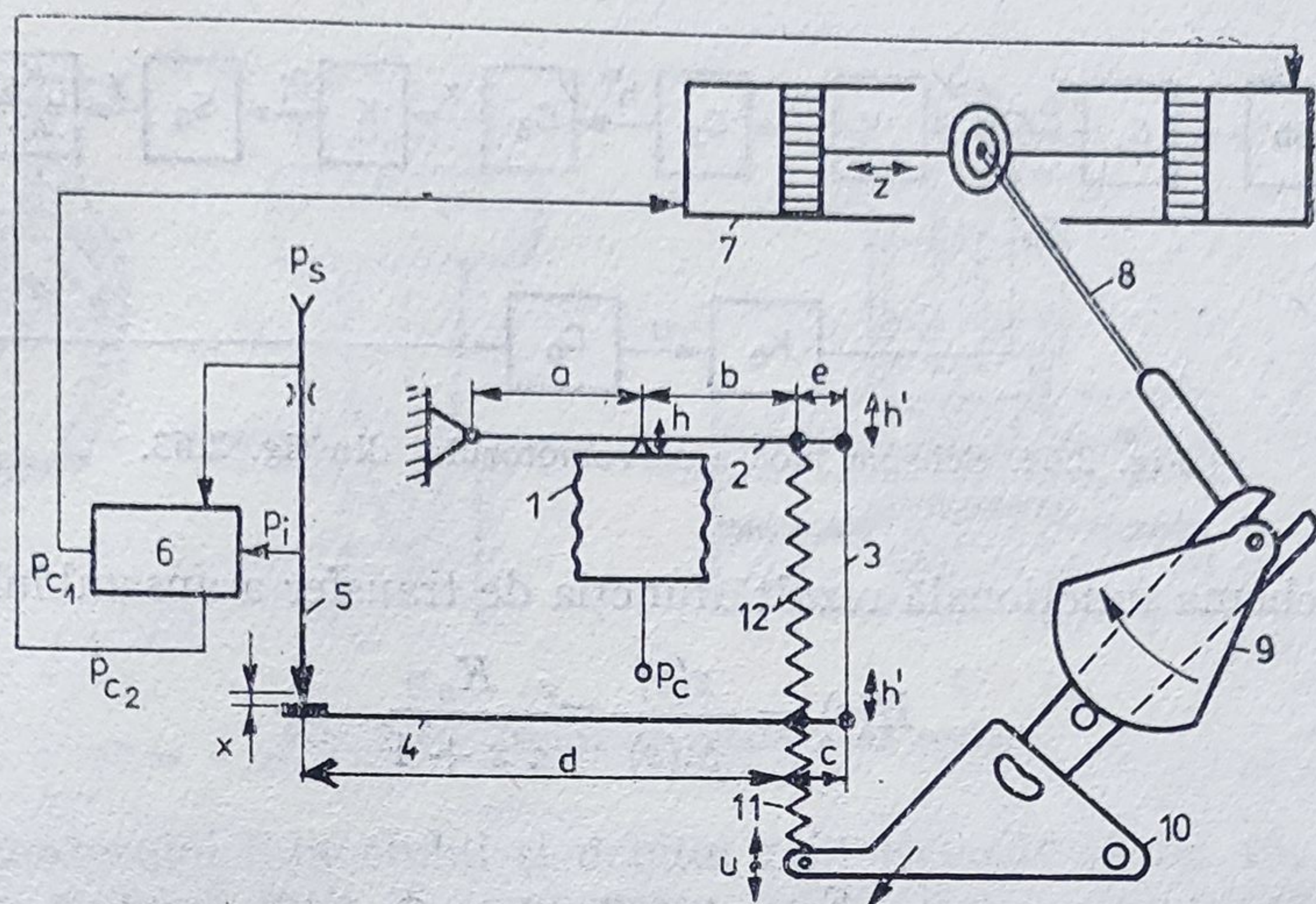


Fig. 2.63. Element de execuție cu piston cu dublu efect și poziționar.

în care: $K = \frac{S_m C_1}{K_e (1 + C_1 C_2 C_3 C_4)}$ — factorul de amplificare;

$\tau = \frac{\tau_i}{1 + C_1 C_2 C_3 C_4}$ — constanta de timp de întârziere. Funcția de

transfer este acum aceea a unui element de ordinul întâi.

Un alt tip de poziționar pentru un servomotor cu piston cu dublu efect este cel din fig. 2.63, în care sînt prezente două etaje de amplificare: ajutoraj-clapetă și de putere și o reacție negativă, funcție de poziția pistonului servomotorului.

Amplificatorul de putere are o structură specială (vezi § 2.3.4), la care sînt prezente două ieșiri spre cele două camere ale elementului de execuție.

Semnificația notațiilor este următoarea:

- 1 — burduf de intrare în care se aplică presiunea de comandă p_c ;
- 2, 3 — pîrghii articulate;
- 4, 5 — preamplificator pneumatic de tip ajutoraj-paletă;
- 6 — amplificator pneumatic cu două mărimi de ieșire;
- 7 — servomotorul liniar cu piston cu dublu efect;
- 8, 9, 10 — sistemul de reacție format din tije și came articulate;
- 11, 12 — resoarte.

Poziționarul este constituit de întreaga structură în afara servomotorului 7. Schema funcțională a ansamblului din fig. 2.64 a folosit următoarele notații:

- S_b — suprafața activă a burdufului 1;
- K_e — rigiditatea echivalentă a ansamblului elastic 1, 11, 12;
- C_1, C_2, C_3 — resoarte de brațe de pîrghie (a, b, c, d, e);
- K — factorul de amplificare al amplificatorului ajutoraj-clapetă 5;
- S_0 — suprafața de membrană pe care acționează p_i în interiorul amplificatorului de putere 6;
- y — deplasarea plunjerului care conține cele două rezistențe variabile ale amplificatorului de putere;
- K_A — factorul de amplificare al amplificatorului de putere;
- τ_i — constanta de timp integrală a servomotorului cu dublu efect 7;
- C_0 — factor de transformare în dispozitivul mecanic de reacție 8, 9, 10.

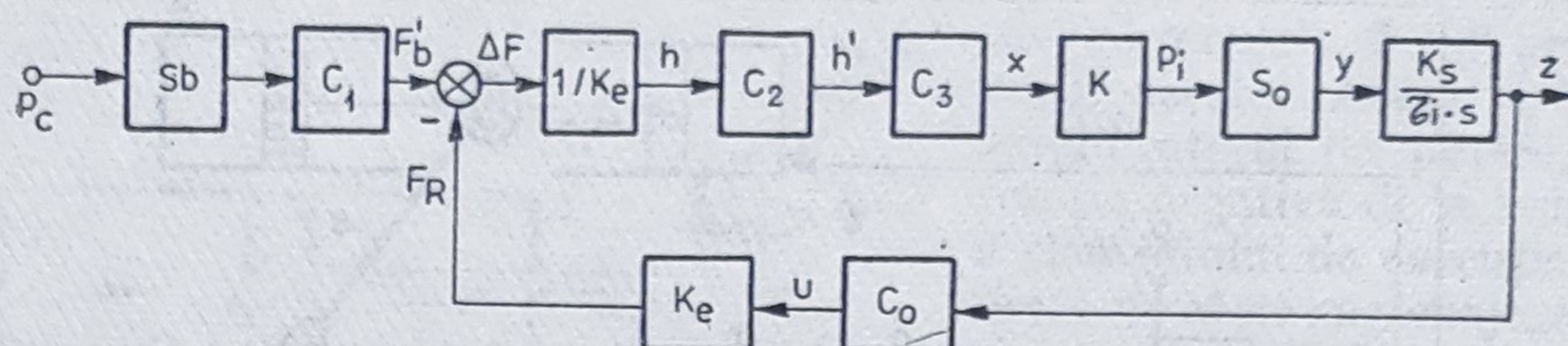


Fig. 2.64. Schema bloc a servomotorului din fig. 2.63.

Din schema funcțională rezultă funcția de transfer a ansamblului:

$$H(s) = \frac{z(s)}{p_c(s)} = \frac{K_0}{\tau' s + 1} \quad (2.48)$$

în care:

$$K_0 = \frac{S_b}{C_0 \cdot K_e}; \quad \tau' = \frac{\tau_i}{C_2 C_3 K S_0 K_A C_0}$$

Cu poziționar, elementul de execuție cu piston cu dublu efect s-a transformat dintr-un element integral într-unul proporțional cu întârziere de ordinul întâi. Întârzierea este mică, la numitorul lui τ' intervenind factorii de amplificare ai celor două etaje 5 și 6.

2.8. Robinete de reglare

Robinetul de reglare intră în categoria mai largă a organelor de reglare și este inclus din punct de vedere funcțional în instalația tehnologică (procesul automatizat) în cadrul căreia se reglează un parametru. Robinetele de reglare, în marea lor majoritate, sînt acționate de elemente de execuție pneu-

mactice cu membrană (fig. 2.65). Prin modificarea debitului prin robinet sistemul automat asigură reglarea unor parametri ai procesului tehnologic cum ar fi: presiune, temperatură, nivel etc.

Din punct de vedere constructiv, robinetele de reglare sînt de mai multe tipuri: cu ventil simplu, cu ventil dublu, cu clapă, cu obturator rotitor, cu obturator cu membrană etc. (fig. 2.66).

Robinetul reprezintă o rezistență variabilă în calea curgerii fluidului prin conductă, gaz sau lichid. Dependența dintre căderea de presiune pe robinet și debitul care îl străbate este neliniară. În aceste condiții este nevoie ca, în regim staționar de funcționare, dependența dintre

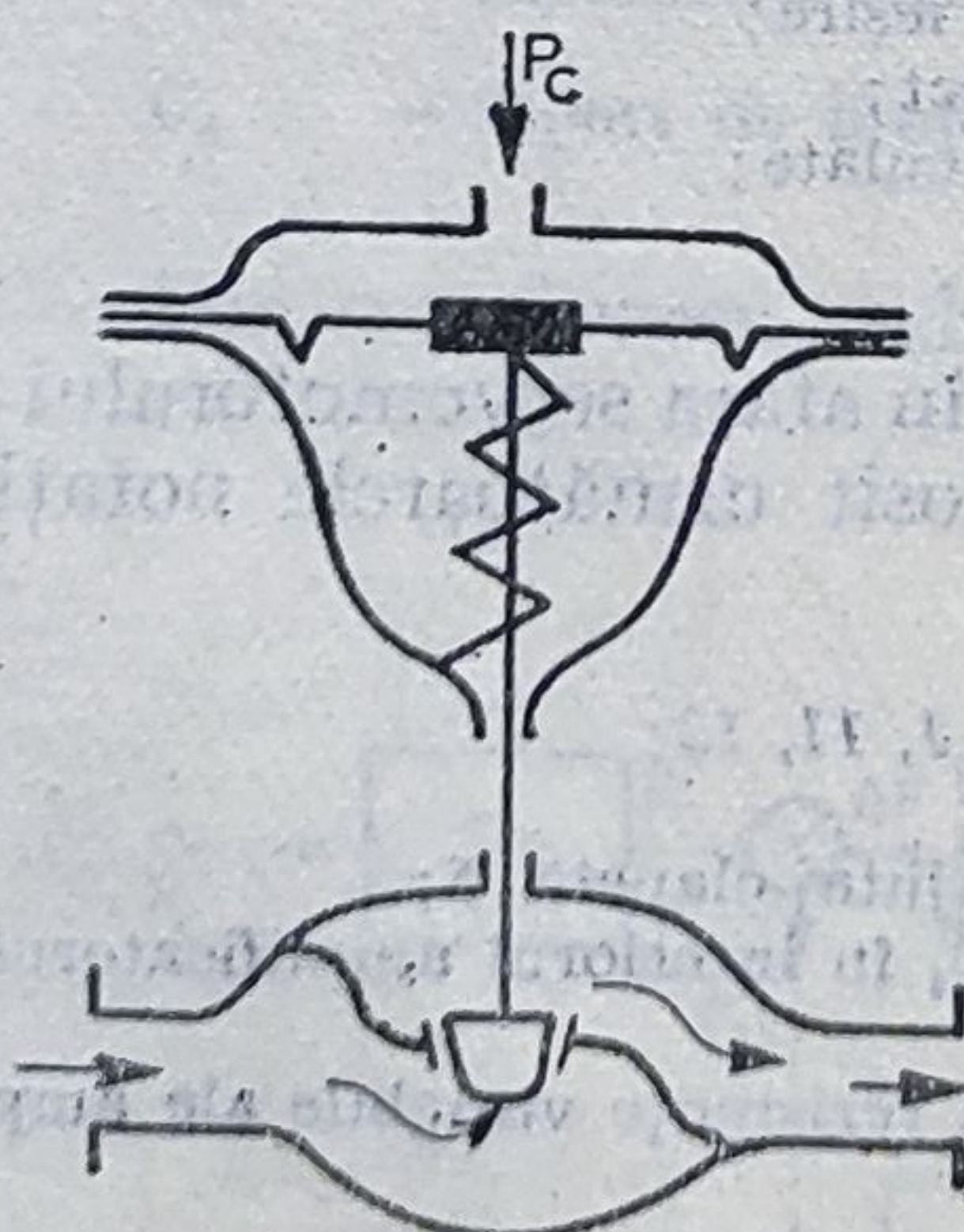


Fig. 2.65. Servomotor pneumatic cu robinet de reglare

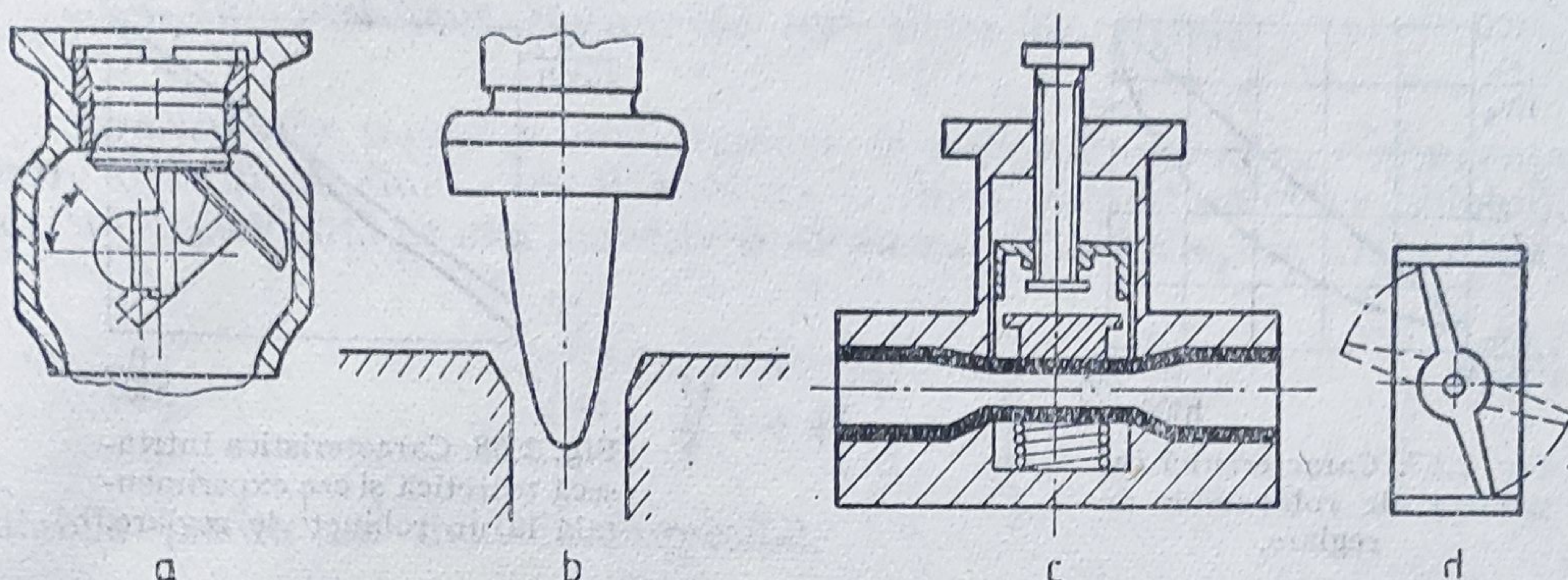


Fig. 2.66. Tipuri de robinete de reglare.

cursa obturatorului robinetului și debitul prin element să fie tot neliniară, dar în așa manieră încît să compenseze neliniaritatea caracteristicii cădere de presiune-debit.

2.8.1. Curgerea prin robinetele de reglare

La curgerea prin robinete a fluidelor (lichide sau gaze) are loc o cădere de presiune locală. Aceasta se modifică odată cu schimbarea secțiunii de curgere sau cu schimbarea valorii debitului de fluid. La curgerea lichidelor, debitul masic printr-un robinet de reglare este dat de relația:

$$\dot{M} = \frac{1}{\sqrt{\xi}} A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (2.49)$$

în care: ξ — coeficient de pierderi locale; A — secțiunea de trecere; ρ — densitatea lichidului; Δp — căderea de presiune pe robinet. Valoarea $\frac{1}{\sqrt{\xi}} = C_d$ se mai numește și *coeficient de debit*.

Se notează $\sqrt{\frac{2}{\xi}} A = K_Q$ — parametru al robinetului de reglare.

Se mai poate scrie: $K_Q = \frac{\dot{M}}{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}$. Dacă se consideră $\Delta p = 1$ bar;

$\rho = 1 \text{ kg/dm}^3$, atunci: $K_Q = K_v = \dot{M}$. Deci coeficientul specific de debit K_v se definește ca fiind debitul exprimat în kg/h al unui lichid cu densitatea $\rho = 1$ care trecînd prin robinetul de reglare produce o pierdere de presiune $\Delta p = 1$. Cum apa are $\rho = 1 \text{ kg/dm}^3$ pentru temperatura mediului ambiant, definiția de mai sus se limitează la acest lichid. Coeficientul K_v depinde de construcția robinetului (ξ) și de cursa h a obturatorului (adică de secțiunea de curgere oferită). $K_v = f(h)$ — se numește *caracteristică intrinsecă* a robinetului de reglare. Dintre caracteristicile intrinseci, mai uzuale sînt cele liniare și cele logaritmice (fig. 2.67). Tipul caracteristicii: liniar sau neliniar depinde de modul de profilare a organelor de strangulare (a ventilului de

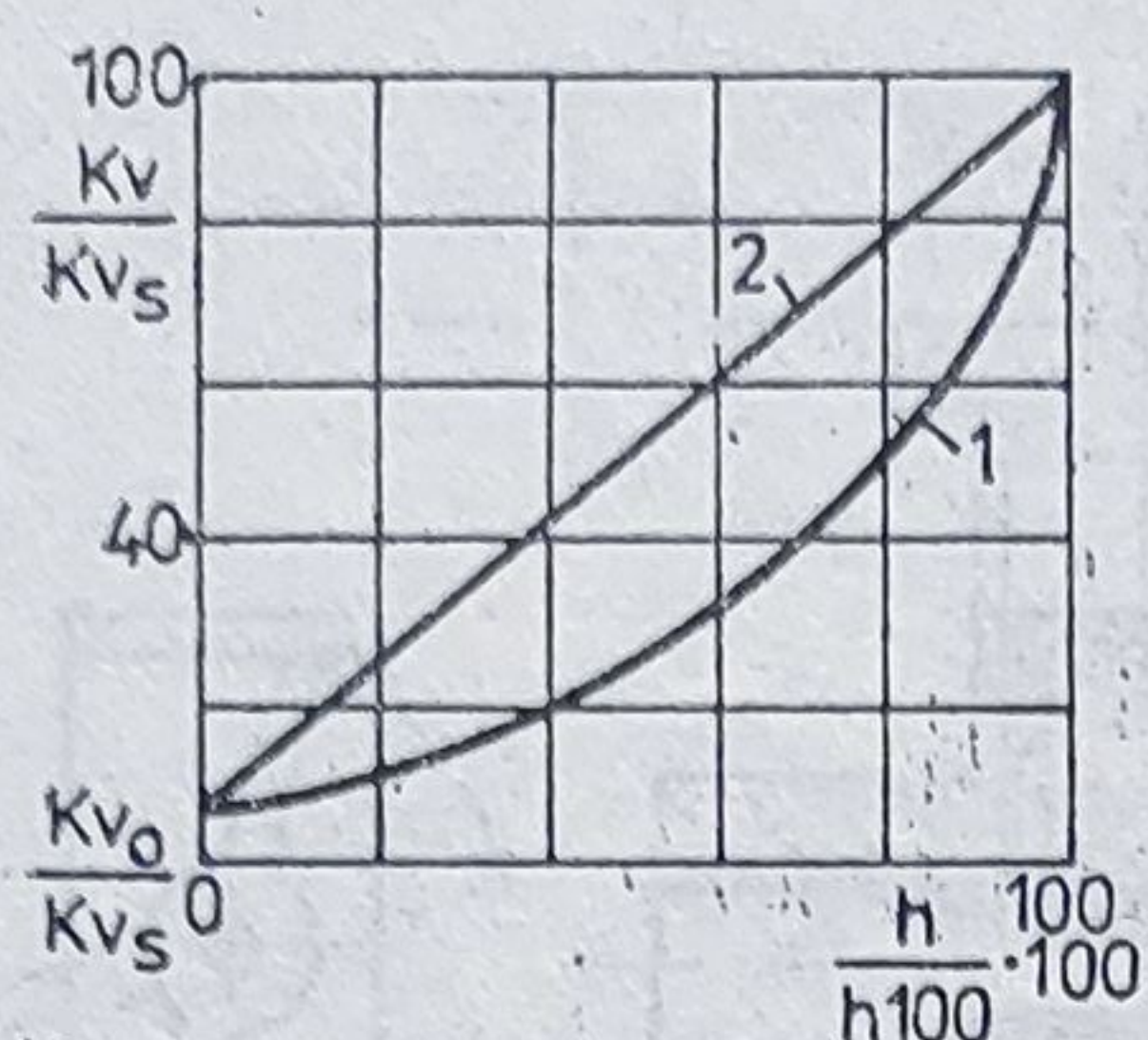


Fig. 2.67. Caracteristici intrinseci ale robinetelor de reglare.

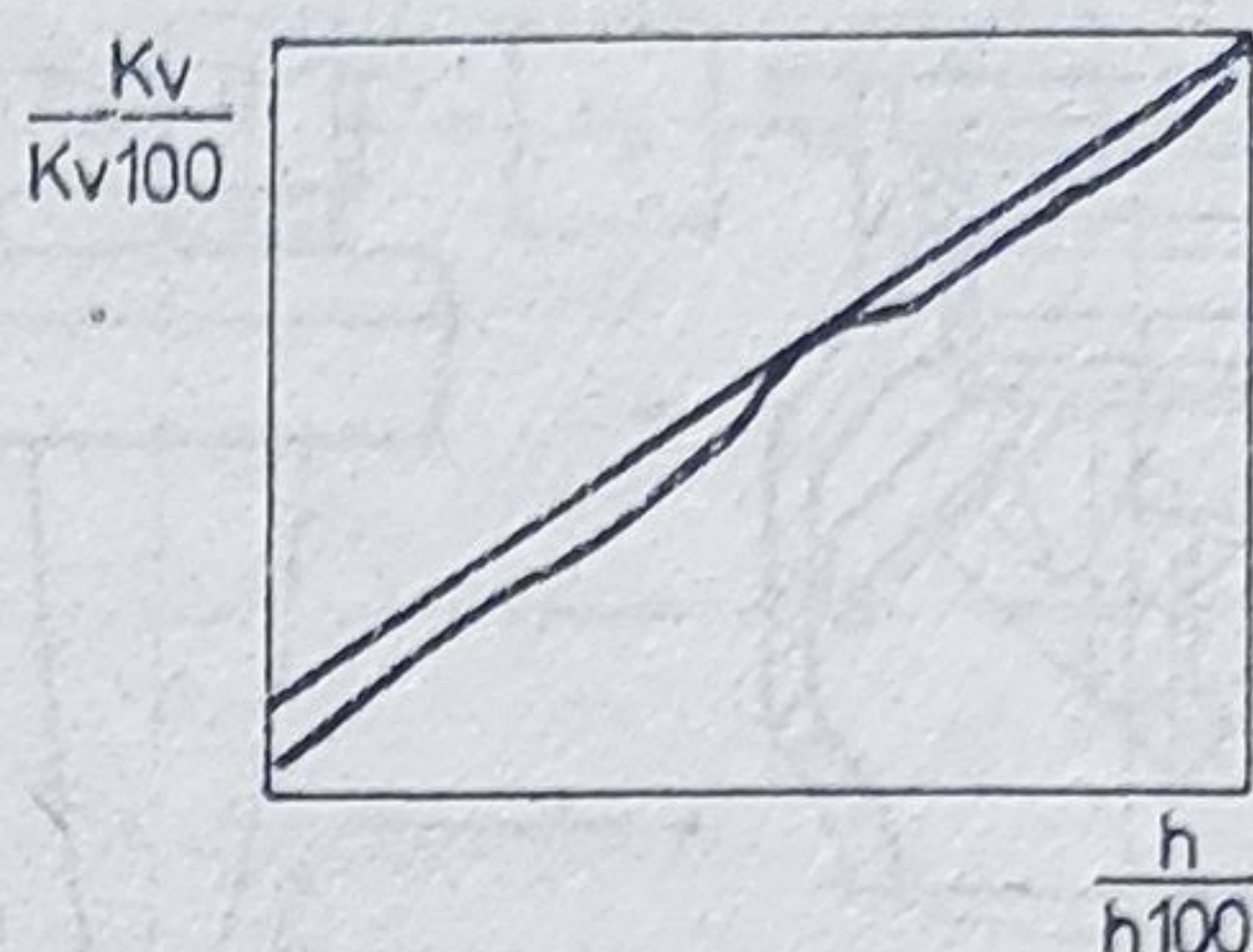


Fig. 2.68. Caracteristica intrinsecă teoretică și cea experimentală la un robinet de reglare.

de închidere sau a scaunului). În graficul din fig. 2.67 apar o serie de valori particulare ale lui K_v , și anume: K_{v_s} — valoarea lui K_v la cursa nominală (h_{100}); prescrisă de constructor; K_{v_0} — valoarea la care caracteristica teoretică intersectează axa $\frac{K_v}{K_{v_s}}$ și reprezintă coeficientul de debit teoretic minim reglabil.

Fiecare robinet: cu ventil fluture (clapetă), cu ventil tip piston sau sferă sau cu ferestre etc. are caracteristica lui intrinsecă.

În fig. 2.67 sînt reprezentate graficele teoretice pentru caracteristicile intrinseci. Caracteristicile reale se determină numai experimental. Ele se deosebesc de cele teoretice în apropierea punctului de închidere. La construcții îngrijite ale robinetelor de reglare valoarea reală a lui K_v la cursa nominală h_{100} nu diferă cu mai mult de $\pm 10\%$ din valoarea teoretică a lui K_{v_s} (fig. 2.68).

În cazul cînd prin robinetele de reglare circulă gaze, expresia lui K_v este dată de relația:

$$K_v = \frac{Q_N}{514} \sqrt{\frac{\rho_N T_1}{p_2 \Delta p}} \quad (2.50)$$

Indicele „N” arată că mărimile respective sînt date în condiții normale.

În cazul curgerii adiabatică și considerînd fluidul ideal (fără frecări), dacă $p_2/p_1 \geq 0,9$ (căderi mici de presiune pe robinet), atunci:

$$K_v = \frac{Q_N}{514\beta} \cdot \frac{\sqrt{T_1 v_N}}{p_1} \quad (2.51)$$

în care:

$$\beta = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}\right]} \quad (2.52)$$

iar v_N volumul specific în condiții normale; p_1 și p_2 sînt date în valori absolute.

Considerăm, spre ilustrarea calculului lui K_v , un exemplu [2.3]. Fie o conductă prin care circulă un gaz avînd debitul volumic maxim în condiții normale $Q_{N \max} = 250 \text{ Nm}^3/\text{h}$. Densitatea $\rho_N = 2,4 \text{ kg/Nm}^3$ iar temperatura $T_1 = 323 \text{ K}$. Presiunea înainte de robinet $p_1 = 2 \text{ bari}$, iar după robinet $p_2 = 1,2 \text{ bari}$. Cu formula (2.50) rezultă un $K_{v \max} = 10,21$, iar folosind relația (2.51), după ce se calculează $\beta = 0,4197$ ($\kappa = 1,13$), rezultă un $K_{v \max} = 10,76$ (foarte apropiat de prima valoare).

2.8.2. Caracteristicile statice ale robinetelor de reglare

Caracteristica statică a unui robinet se definește ca fiind dependența dintre debitul de fluid care îl străbate și cursa obturatorului (ventilului). Această dependență se mai numește și *caracteristică de lucru*. Ea are ecuația:

$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \psi \left(\frac{1}{k_v^2} - 1 \right)}} \quad (2.53)$$

valabilă pentru un fluid incompresibil,
în care:

$$k_v = \frac{K_v}{K_{v100}};$$

$$\psi = \frac{\Delta p_{r100}}{\Delta p_{s0}}$$

Q_{100} — debitul volumic maxim când robinetul este complet deschis;

Δp_{s0} — pierderile totale de presiune în interiorul sursei de presiune, pe conducta dintre sursă și robinet și pe robinetul de reglare;

Δp_{r100} — căderea de presiune pe robinet când acesta este deschis la maximum;

$K_{v100} = K_{vs}$ — cu semnificația precizată mai înainte. Pentru diferite valori ale parametrului ψ se trasează familia de caracteristici din fig. 2.69, valabilă pentru robinete cu caracteristică intrinsecă liniară și din fig. 2.70, pentru robinete cu caracteristică intrinsecă logaritmică.

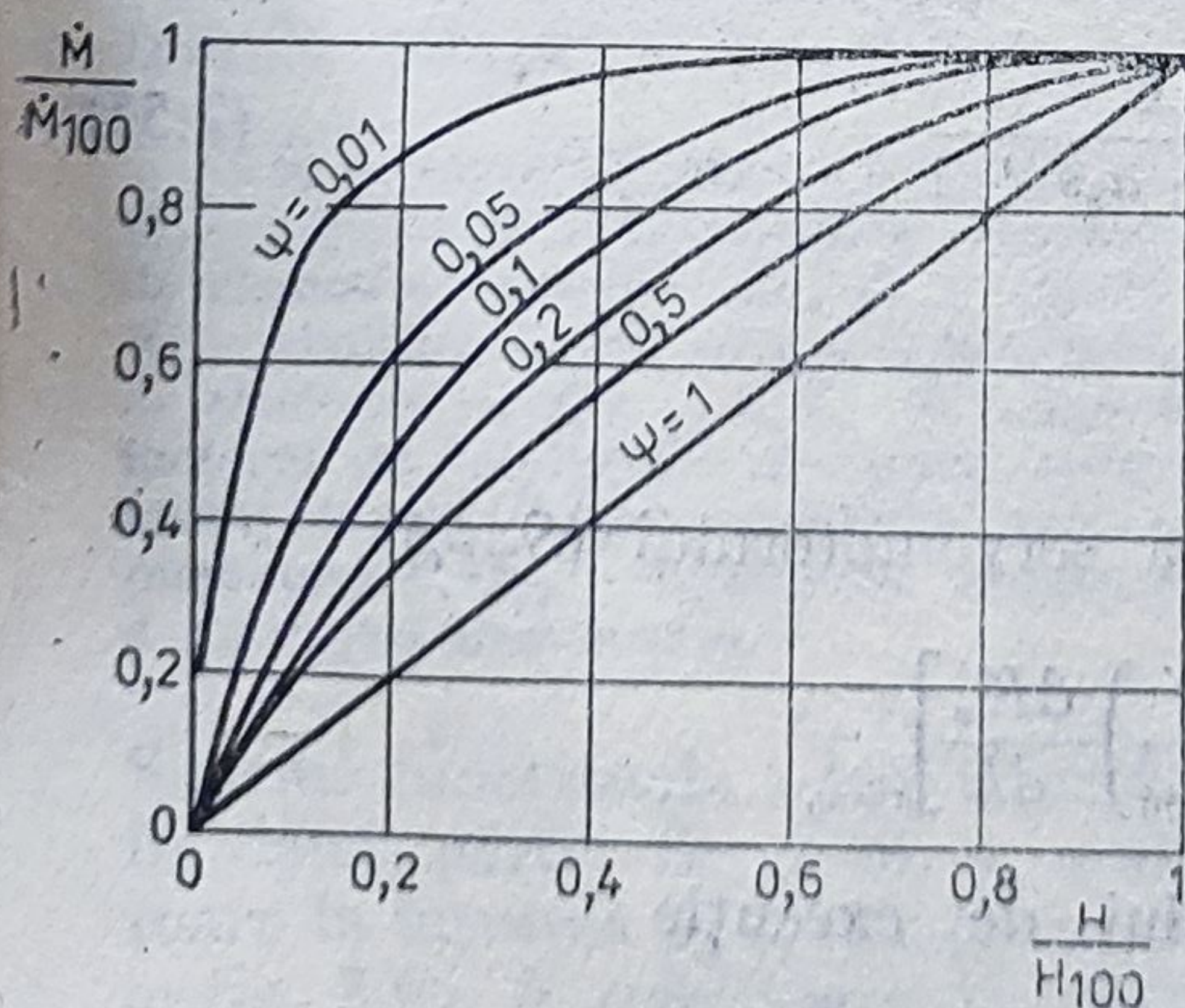


Fig. 2.69. Caracteristici ψ pentru robinete cu caracteristică liniară.

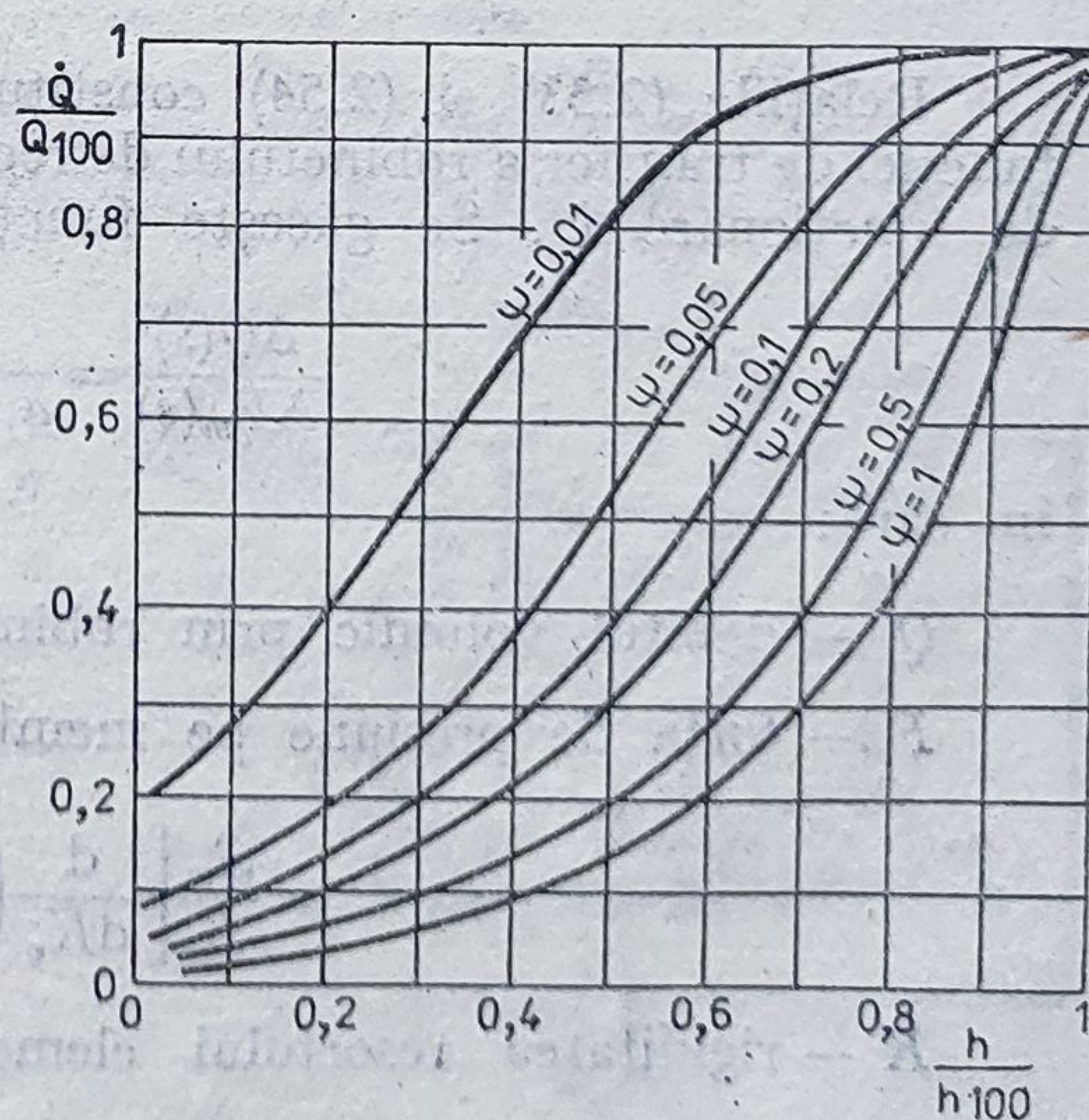


Fig. 2.70. Caracteristici ψ pentru robinete cu caracteristică logaritmică.

2.8.3 Comportarea dinamică a robinetelor de reglare

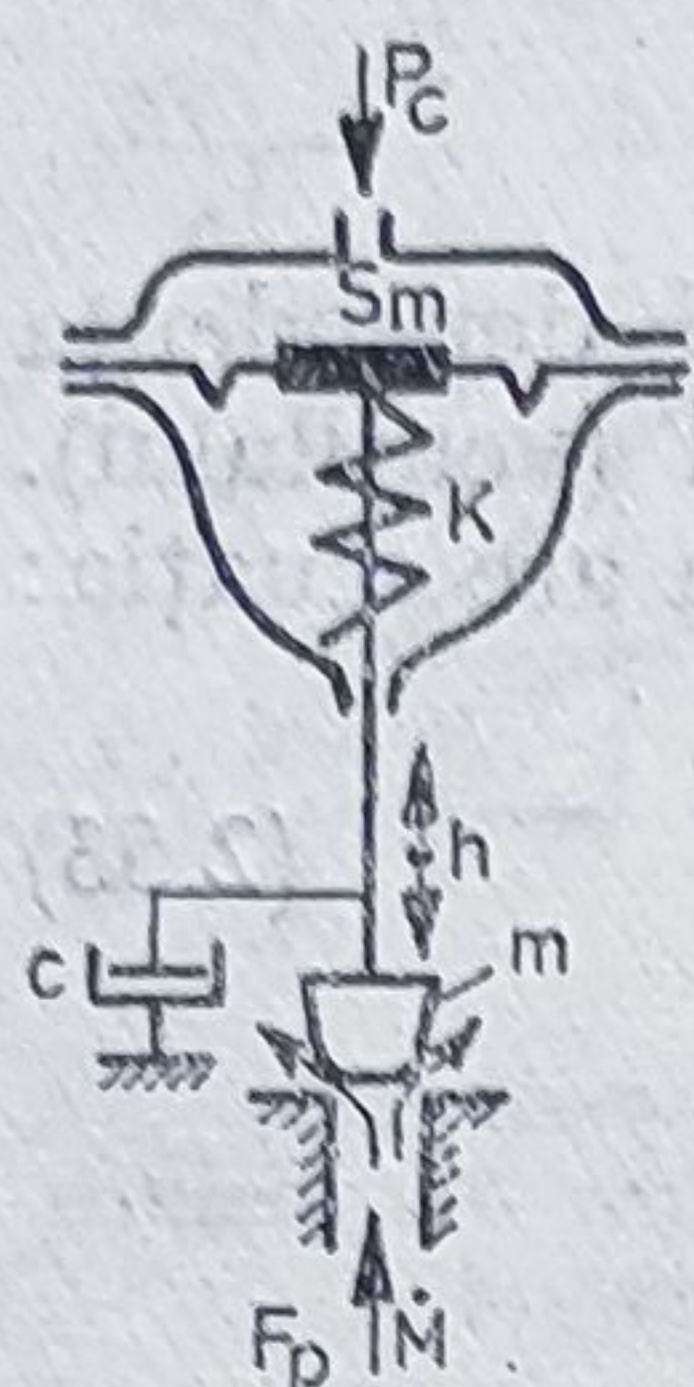


Fig. 2.71. Structura principală a robinetului de reglare și a servomotorului care îl acționează.

Robinetul propriu-zis are ca mărime de intrare cursa ventilului, iar ca mărime de ieșire — debitul de fluid (fig. 2.71).

Cum robinetul este acționat de elementul de execuție, numeroase firme livrând utilizatorilor cele două elemente într-o structură compactă, comportarea dinamică a robinetului se analizează împreună cu aceea a servomotorului pneumatic. Presupunând că acționarea se face cu ajutorul unui servomotor pneumatic cu membrană, forța de presiune dezvoltată pe membrană $p_c S_m$ este echilibrată de: forța de inerție $m \frac{d^2 h}{dt^2}$,

forța de frecare vîscoasă $c \frac{dh}{dt}$, forța resortului kh , forța F_p

provenită din acțiunea presiunii diferențiale a fluidului asupra obturatorului. Aceasta din urmă poate ajuta mișcarea

sau se poate opune ei, după cum la creșterea presiunii p_c robinetul deschide sau închide trecerea fluidului. Cu aceste precizări, se poate scrie:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + c \frac{dh}{dt} + kh = S_m p_c - F_p \quad (2.54)$$

Pentru ca în relația de mai sus să apară debitul (mărimea de ieșire din întregul ansamblu) apelăm la relația (2.53) dată mai înainte:

$$\frac{Q}{Q_{100}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \psi \left(\frac{1}{k_v^2} - 1 \right)}}$$

Relațiile (2.53) și (2.54) constituie baza de plecare pentru deducerea funcției de transfer a robinetului de reglare prin liniarizarea în jurul punctului de funcționare h_0 . Se găsește funcția:

$$\frac{\Delta Q(s)}{\Delta F_m(s)} = \frac{C}{a_1 s^2 + a_2 s + 1} \quad (2.55)$$

în care:

Q — debitul volumic prin robinet;

F_m — forța de presiune pe membrana servomotorului ($S_m p_c$)

$$C = \frac{S_m}{K} \left[\frac{d}{dK_v} \left(\frac{Q}{Q_{100}} \right) \frac{dK_v}{dh} \right]_{h=h_0}$$

K — rigiditatea resortului elementului de execuție

$$a_1 = \frac{m}{K}, \quad a_2 = \frac{c}{K}$$

Așadar, robinetul de reglare împreună cu servomotorul cu membrană, este un element proporțional cu întârziere de ordinul doi. Orientativ, $a_1 \leq 0,5 \text{ s}^2$, $a_2 = 1 \dots 4 \text{ s}$.

2.9. Elemente pneumatice de calcul neliniar

Elementele pneumatice de calcul neliniar: înmulțirea și împărțirea a două variabile, ridicarea la pătrat, extragerea de radical sînt tot mai des căutate de utilizatorii din industria chimică, în special, unde este nevoie să se calculeze debite de fluid sau să se efectueze anumite operații privind optimizarea funcționării unor instalații în care intervin mulți parametri.

În cele ce urmează, se prezintă cîteva asemenea aparate sub formă schematică, deducîndu-se pe baza comportării lor liniare, funcțiile pe care le realizează.

În fig. 2.72, se poate urmări structura unui element de împărțire a două variabile, cunoscut și sub denumirea de puntea Sorteberg. Notațiile utilizate au următoarea semnificație:

1, 2 — burdufurile mărimilor de intrare p_1 și p_2 ; 3, 4 — palete care împreună cu ajutoarele 5 și 6 formează două amplificatoare pneumatice de tip ajutoraj-clapetă; 7 — burdof de reacție care primește semnal de la mărimea de ieșire p_e din aparat; 8 — resort care poate fi pretensionat asigurînd o forță constantă pe clapeta 3; 9 — piston cu simplu efect prin care se realizează o reacție de la ieșirea ajutorajului 5; 10 — piesă mobilă acționată de pistonul 9, care modifică lungimea brațelor de forță a și b schimbînd valoarea momentelor realizate de forțele de presiune din burdufuri și de forța resortului 8.

Schema funcțională a aparatului din fig. 2.73 utilizează următoarele notații:

S_b — suprafața activă a burdufurilor;
 K_e — rigiditatea echivalentă a ansamblului de elemente elastice: burdof 1, resort 8;
 K'_e — rigiditatea echivalentă a ansamblului de elemente elastice 2 și 7; $K_1 = K_2 = K$ — factorul de amplificare al amplificatoarelor ajutoraj-clapetă; S_p — suprafața activă a pistonului 9; K_p — rigiditatea echivalentă a resortului elementului 9.

Schema funcțională a fost decuplată în două părți: fig. 2.66, *a*, referitoare la intrarea p_1 și reacția prin 9, și fig. 2.66, *b*, referitoare la partea de ieșire.

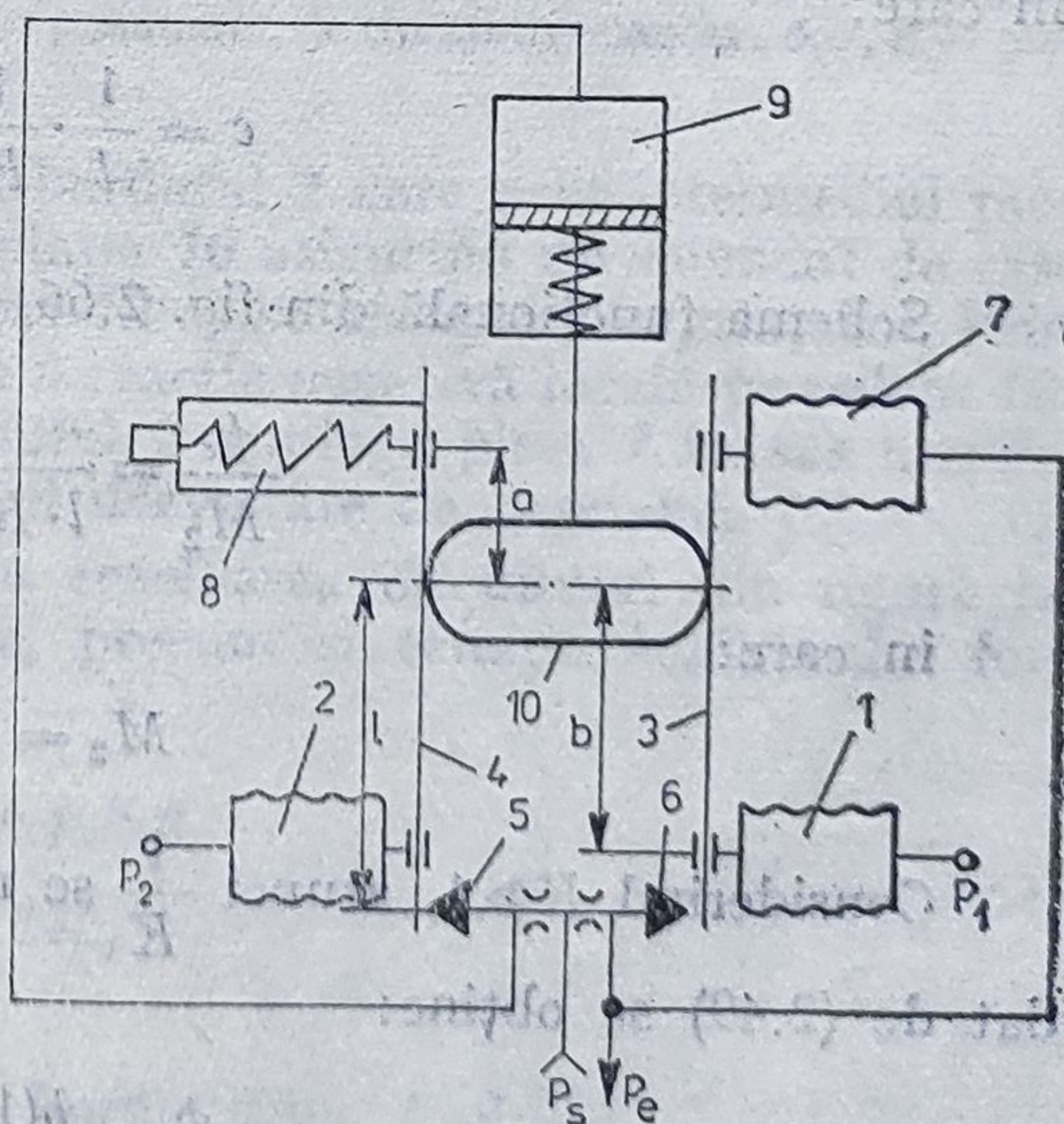


Fig. 2.72. Puntea Sorteberg.

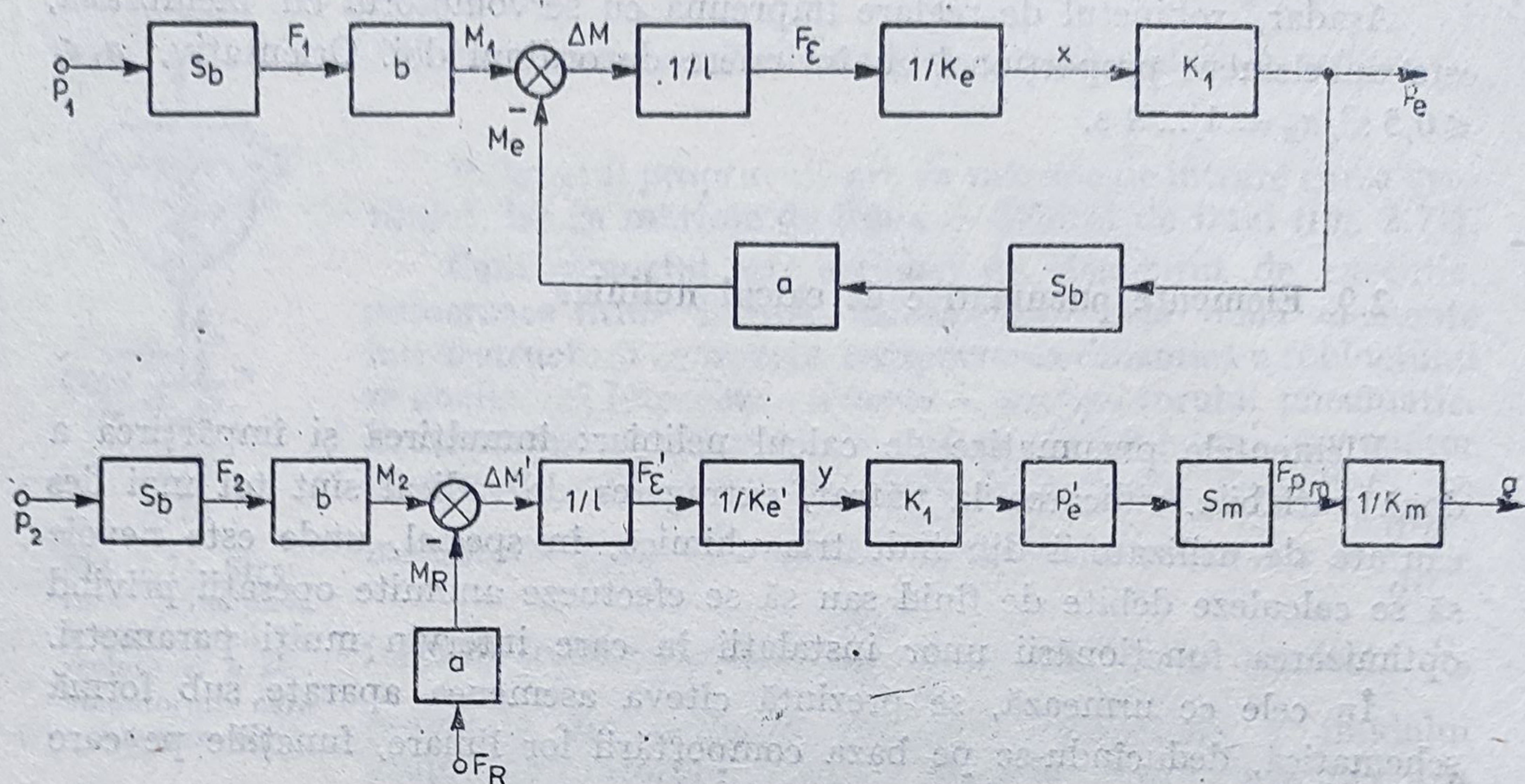


Fig. 2.73. Schema funcțională a punții Sorteberg.

Din prima se deduce:

$$\frac{a}{\Delta M} = \frac{1}{l} \cdot \frac{1}{K_e} K S_p \frac{1}{K_p} \quad \text{cu} \quad \Delta M = p_1 S_b b - F_3 a$$

Din aceste relații se scoate:

$$a = (p_1 S_b b - F_3 a) c \quad (2.49)$$

în care:

$$c = \frac{1}{l} \cdot \frac{1}{K_e} K S_p \frac{1}{K_p}$$

Schema funcțională din fig. 2.66, b permite să se calculeze:

$$\frac{p_e}{M_2} = \frac{K}{l \cdot K_e' + K S_b a} \quad (2.50)$$

în care:

$$M_2 = S_b b$$

Considerînd $K \gg 1$, atunci $\frac{1}{K}$ se neglijează și $\frac{p_e}{p_2} = \frac{b}{a}$. Cum „a” este dat de (2.49) se obține:

$$\frac{p_e}{p_2} = \frac{b(1 + F_3 c)}{p_1 S_b b c}$$

Din sistemul de ecuații (2.52) se deduce că $p_e = cp_1p_2$, în care $c = \frac{S_1S_2}{S_r a K_e}$ — constanta aparatului. Prin urmare, în ipostaza dată în fig. 2.74, circuitul respectiv realizează înmulțirea a două variabile. Dacă în aceeași figură a elementului se fac legăturile reprezentate punctat, în burduful 3 introducându-se acum mărimea de intrare p_2 , este valabil următorul sistem de ecuații:

$$\begin{aligned} p_1 S_1 b &= p_2 S_r a \\ p_e S_2 &= K_e b \end{aligned} \quad (2.53)$$

din care se deduce: $p_e = c' \frac{p_2}{p_1}$ în care $c' = \frac{K_e a S_r}{S_1 S_2}$ — constanta aparatului. Se realizează în acest caz operația de împărțire a două variabile.

În următoarea situație de utilizare a aparatului, când ieșirea p_e se leagă atît la burduful 1, cît și la burduful 2 iar intrarea p_3 se aplică burdufului 3, este valabil următorul set de ecuații:

$$\begin{aligned} p_e S_1 b &= p_3 S_r a \\ p_e S_2 &= K_e b \end{aligned} \quad (2.54)$$

din care se deduce: $p_e = c'' \sqrt{p_3}$ cu: $c'' = \sqrt{\frac{a S_r K_e}{S_1 S_2}}$ — constanta aparatului. Avem de-a face cu un extractor de radical.

2.10. Cuplarea aparaturii pneumatice la calculator

În ultimii ani, căpătînd extindere utilizarea calculatoarelor în conduce rea proceselor industriale, a apărut necesară construirea, pe partea de hardware, a unor echipamente specializate atît în domeniul tehnicii de calcul, cît și în domeniul interfațării proceselor tehnologice cu calculatoarele.

Într-un proces industrial calculatorul poate lucra în mai multe moduri:

a) Achiziționarea de date, prelucrarea acestora și punerea la îndemînă a operatorului uman a unor soluții de optimizare (fig. 2.75). Datele se culeg din proces cu ajutorul traductoarelor Tr , inclusiv a celor pneumatice, apoi parametrii analogici sînt convertiți (A/N) în date numerice, compatibile cu calculatorul C.

b) Conducerea directă a proceselor (on-line) (fig. 2.76). În acest caz, pe lîngă funcția de achiziție de date, calculatorul acționează în proces cu

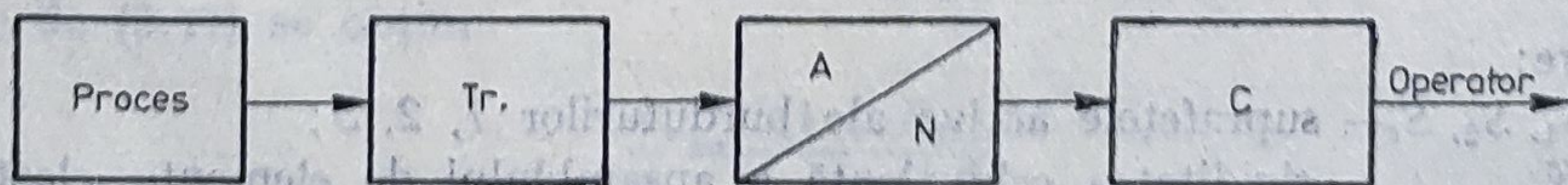


Fig. 2.75. Schema de principiu a sistemului de achiziție de date.

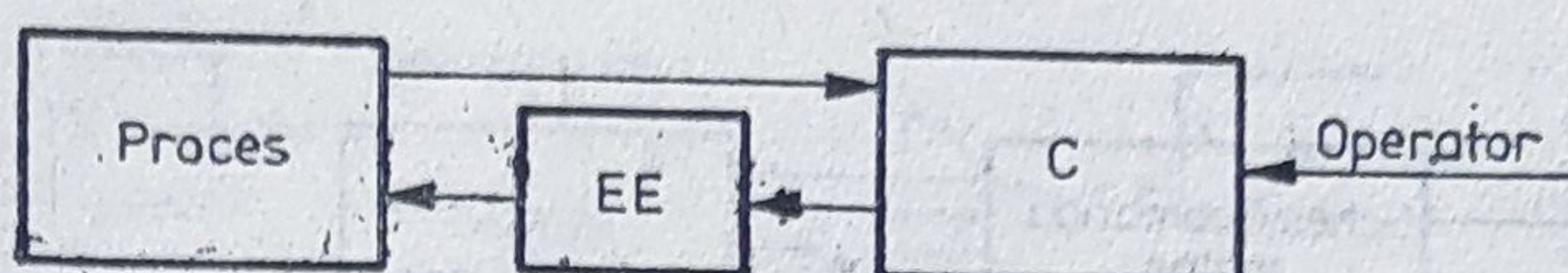


Fig. 2.76. Schema de principiu a conducerii on-line.

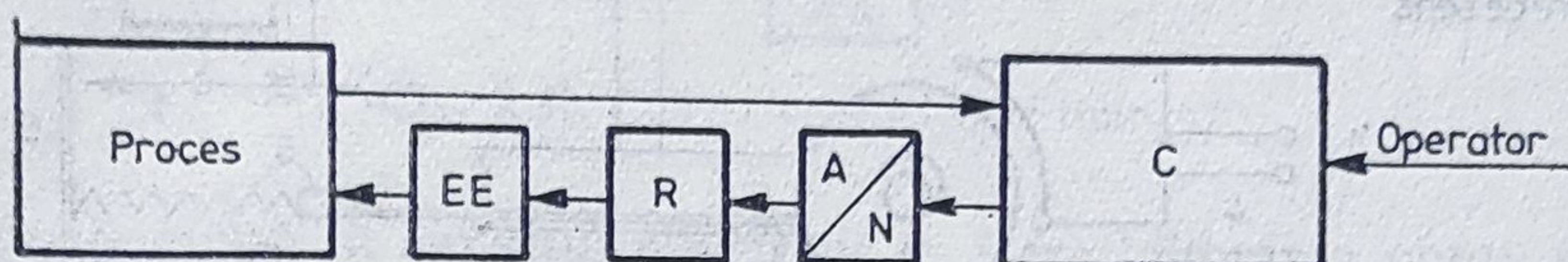


Fig. 2.77. Schema de principiu a conducerii off-line.

ajutorul elementelor de execuție *EE* după ce informația a fost convertită din numeric în analogic și după efectuarea în timp real a calculelor pe care, în schemele convenționale de reglare, le face regulatorul. Avantajul este că un calculator poate conduce simultan numeroase bucle de reglare.

c) Conducerea proceselor prin intermediul reglatoarelor convenționale (optimizare) fig. 2.77. Calculatorul primește informații din proces, le prelucerează și potrivit algoritmului implementat de operatorul uman acționează asupra mărimilor de referință ale reglatoarelor buclelor de reglare.

2.10.1. Convertor electropneumatic cu impulsuri

Acest aparat face parte din categoria elementelor de interfață care asigură cuplarea la calculator a aparaturii pneumatice. El convertește semnalul electric discret modulat în frecvență elaborat de calculatorul de proces într-un semnal pneumatic unificat (0,2 ... 1 bar). Parcurgerea întregului domeniu unificat al semnalului de ieșire se realizează pentru un număr de impulsuri aplicate în același sens la intrare, cuprins între câteva sute și câteva mii.

Convertorul se poate construi în mai multe variante constructive, potrivit modului de lucru al calculatorului. În varianta „on-line” a calculatorului, când acesta preia sarcina reglatoarelor pneumatice, convertorul de interfațare are la ieșire prevăzut un amplificator de putere capabil să acționeze direct elementul de execuție din sistemul de reglare. Când calculatorul lucrează în varianta „off-line”, având rolul de a modifica mărimea de referință a reglatoarelor convenționale folosite în sistemele de reglare, convertorul poate să se dispenseze de amplificatorul pneumatic de la ieșirea sa.

Aparatul comportă în structura sa trei părți principale:

- motorul pas cu pas și schema sa de comandă care primește de la calculator trenul de impulsuri și pe care îl transformă în mod proporțional într-o mișcare de rotație.;

- reductorul de tip melc — roată melcată pentru reducerea într-un anumit raport $\left(\frac{1}{10} \dots \frac{1}{30}\right)$ a deplasării unghiulare a axului motorului pas cu pas;

- adaptorul pneumatic construit pe principiul compensării deplasărilor, care convertește deplasarea obținută la ieșirea reductorului în semnal unificat proporțional cu aceasta.

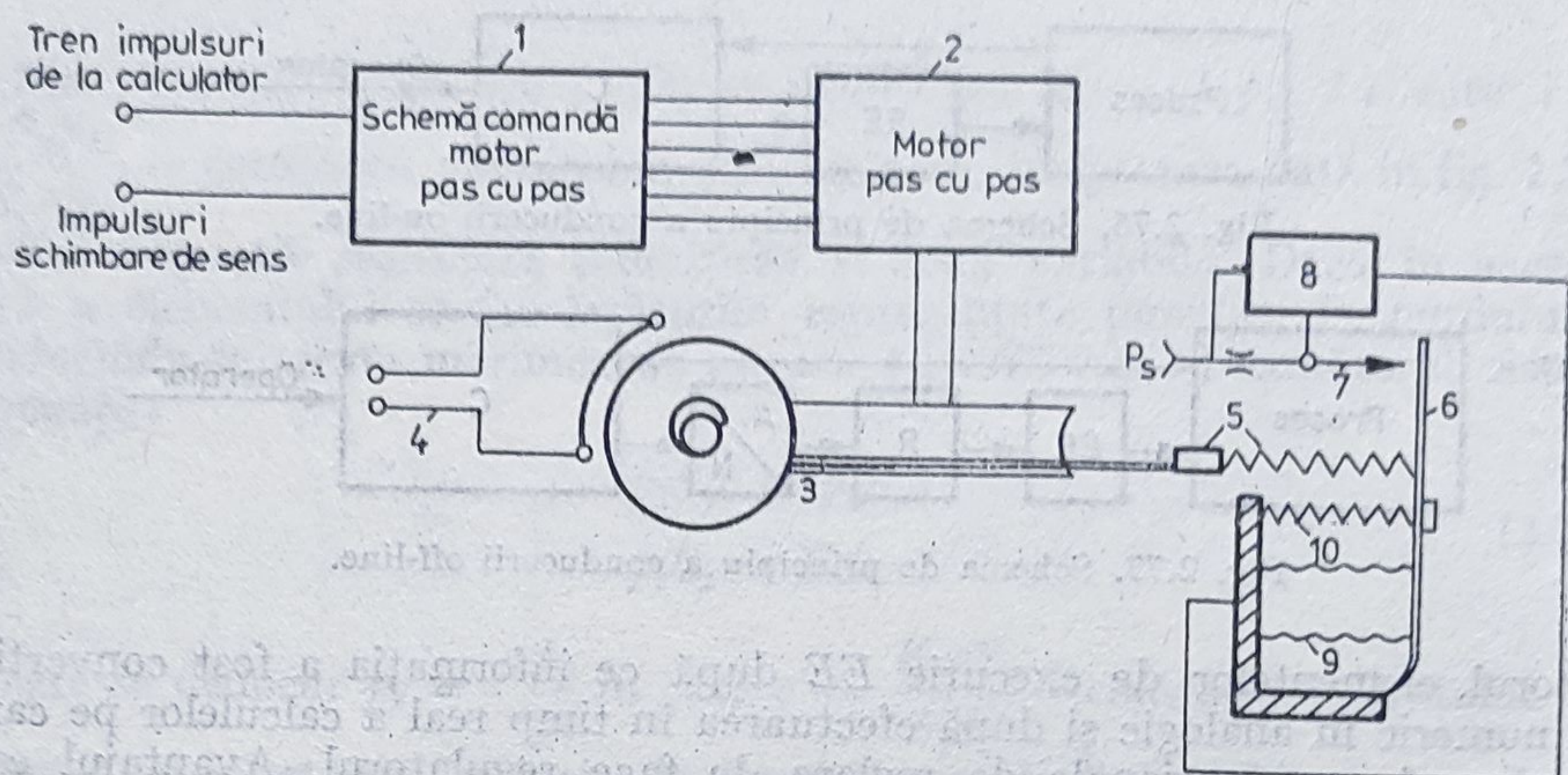


Fig. 2.78. Schema de principiu a convertorului electropneumatic cu intrare în impulsuri.

Schema de principiu a convertorului este reprezentată în fig. 2.78, în care semnificația notațiilor este următoarea:

1 — comanda înainte și înapoi a motorului pas cu pas; 2 — motorul electric pas cu pas; 3 — reductor; 4 — traductor de poziție de tip potențiometric; 5 — lamelă elastică și arc de intrare; 6, 7 — amplificator pneumatic de tip ajutoraj-clapetă; 8 — amplificator pneumatic de putere; 9 — burduful de reacție al adaptorului; 10 — arc pentru reglajul de zero al adaptorului (0,2 bari).

Fidelitatea executării comenzii efectuate de calculator asupra convertorului este verificată cu ajutorul traductorului de poziție 4, care convertește deplasarea unghiulară a reductorului într-un semnal electric ce este trimis unității de calcul.

Impulsurile de comandă primite de la calculator au o lățime minimă cuprinsă în intervalul 1...3 ms. Amplitudinea semnalului este cuprinsă în gama 4...30 V (funcție de tipul calculatorului). Frecvența impulsurilor este de ordinul sutelor de Hz.

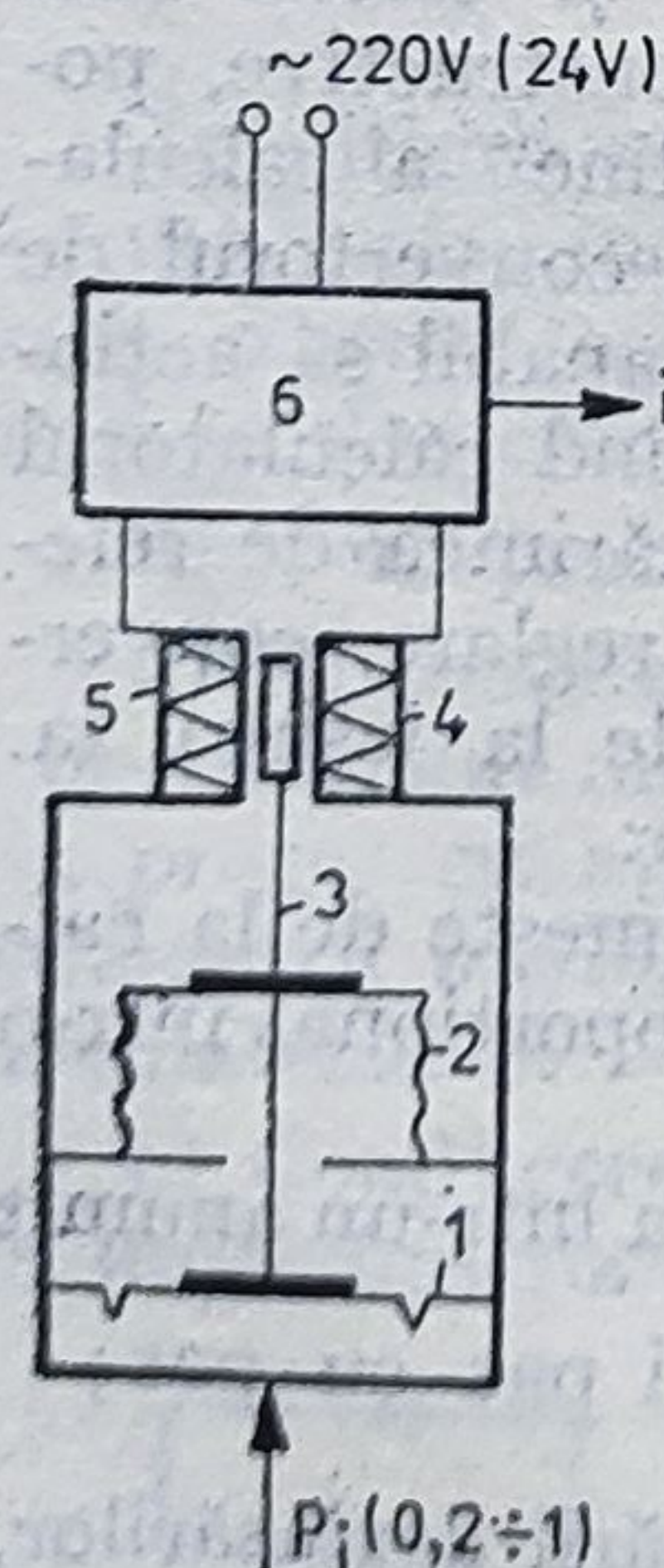


Fig. 2.79. Convertor pneumoelectric.

2.10.2. Convertor pneumoelectric

Pentru achiziții de date din procesele tehnologice cu caracter pneumatic s-au realizat convertoare care transformă semnalele unificate din gama 0,2...1 bar rezultate de la traductoare, în semnale electrice unificate (în curent sau în tensiune).

În fig. 2.79, se prezintă schematic un asemenea dispozitiv, în care notațiile au următoarea semnificație:

1 — membrană de comandă; 2 — element elastic (resort, burduf); 3 — plunjer; 4 — miez de fier; 5 — bobină; 6 — circuit electronic.

Semnalul pneumatic p_i dezvoltă pe membrana 1 o forță care deplasează miezul de fier 4 în interiorul bobinei 5 modificându-i acesteia inductanța L . Bobina 5 face parte

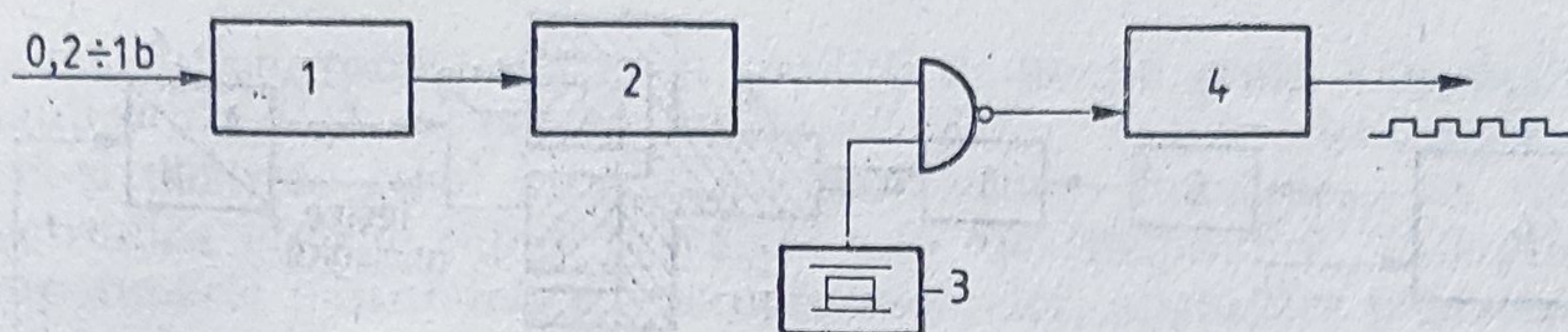


Fig. 2.80. Convertor deplasare-timp.

dintr-o punte aflată în circuitul electronic 6. Dezechilibrarea punții provoacă la ieșire apariția unui semnal electric continuu. Pentru ca dispozitivul să poată fi cuplat la calculator, mai este nevoie de prezența unui convertor electric de tip A/N (analog-numeric).

Într-o altă variantă constructivă, dispozitivul 6 din figura de mai sus reprezintă un convertor deplasare-timp (fig. 2.80) în care:

1 — element sensibil conținând piesele 1... 5 din figura anterioară; 2 — convertor presiune-timp; 3 — generator de frecvență etalon; 4 — numărător.

Elementul 2 se bazează pe faptul că un circuit RL căruia i se aplică la intrare o tensiune u dă pe bobină o cădere de tensiune $U = ue^{-\frac{t}{\tau}}$, în care τ este constanta de timp a circuitului. Prin cuplarea în aval a unui circuit operațional, rezultă la ieșire $ue^{-\frac{t}{\tau}} = ku$, în care $K \in (0, 1)$. Prin logaritmare expresiei se obține: $t = -\tau \ln k$ sau: $t = -\frac{L}{R} \ln k$. Conectarea tensiunii u se face periodic, astfel că t rezultă în impulsuri. Durata trenului de impulsuri este proporțională cu L , deci cu deplasarea X a miezului de fier în interiorul bilei 5.

Timpul fiecărui impuls va fi măsurat prin măsurarea unei frecvențe etalon dată de generatorul 3 (fig. 2.80) astfel că numărul binar citit la ieșirile paralele ale numărătorului 4 va fi proporțional cu L și implicit cu deplasarea X a miezului magnetic în bobină, deci cu presiunea p_i .

Un convertor pneumoelectric de mare precizie cu ieșire continuă este cel prezentat în fig. 2.81, în care:

1 — burduf de intrare; 2 — bară de forțe; 3 — miez de fier; 4 — detector; 5 — dispozitiv electronic; 6 — sursă de alimentare; 7 — receptor (sarcină); 8 — șurub pentru reglajul de zero; 9 — electromagnet; 10 — jug fix; 11 — rezistență variabilă pentru reglajul de domeniu; 12 — articulație.

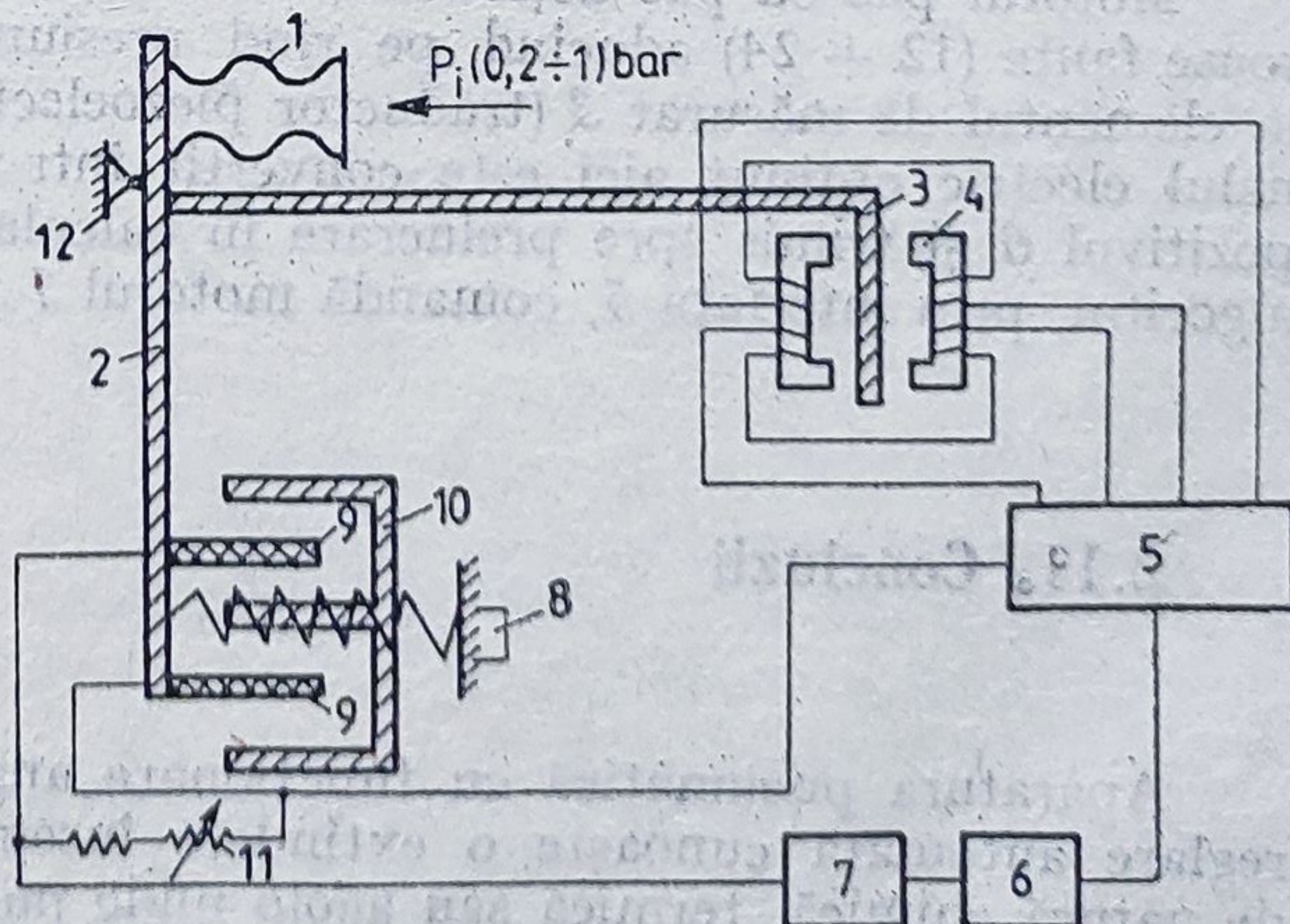


Fig. 2.81. Convertor pneumoelectric de mare precizie.

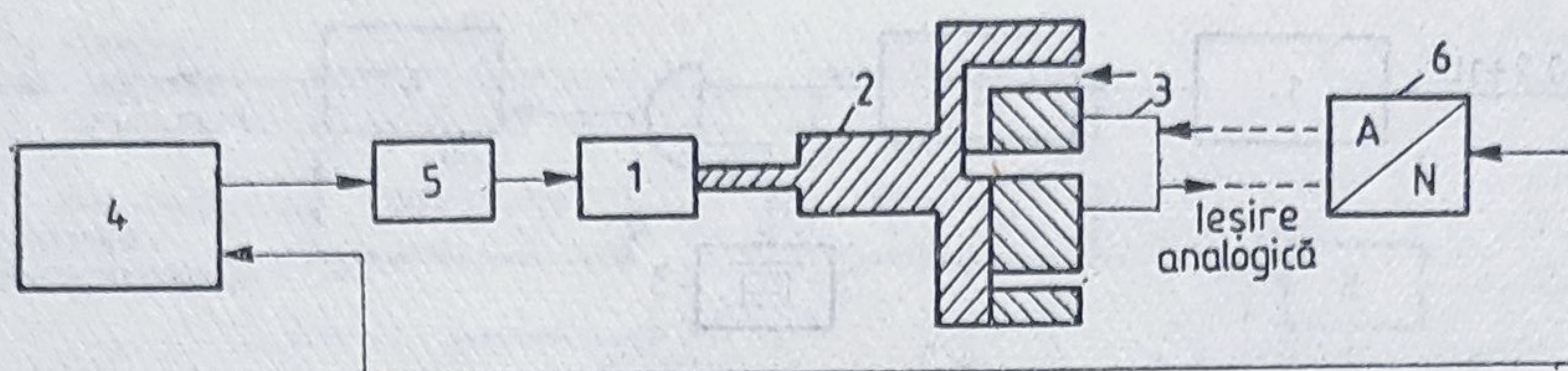


Fig. 2.82. Multiplexor pneumatic.

Presiunea de intrare dezvoltă o forță pe bara 2; aceasta deplasează miezul 3 în interiorul detectorului 4, modificând regimul de curenți spre dispozitivul electronic 5. Acesta este alimentat de la sursa 6 în serie cu receptorul. Curentul care trece prin receptor străbate și înfășurările piesei 9, creînd pe bara 2 o forță de sens contrar forței de presiune dezvoltate de burduful 7 (reacție negativă). Așadar, ieșirea convertorului este în curent. Pentru cuplarea la calculator are nevoie în aval de el de un alt convertor analog-numeric care să dea la ieșire un tren de impulsuri.

2.10.3. Multiplexoare pneumatice

În numeroase cazuri nu este nevoie ca parametrii unui proces tehnologic să fie disponibili către calculator în fiecare moment. Uneori, la procese cu mulți parametri, nici nu este posibil acest lucru. S-a găsit atunci soluția ca parametri tehnologici să fie testați pe rînd în ciclu închis sau, potrivit unui algoritm, unii parametri să fie testați mai des, alții mai rar.

Interfața de legătură dintre un proces tehnologic de la care se primesc informații sub formă de semnale de presiune și calculator se face cu ajutorul unui așa-numit multiplexor (fig. 2.82). Acesta este un dispozitiv complex care conține: 1 — motor pas cu pas; 2 — rotor; 3 — traductor piezoelectric. El face parte dintr-un sistem mai amplu care conține: 4 — calculator; 5 — interfață de comandă a motorului pas cu pas; 6 — convertor analog-numeric.

Motorul pas cu pas acționează rotorul 2, în care sînt practicate numeroase fante ($12 + 24$) aducînd pe rînd presiuni de la diferite traductoare la elementul de măsurat 3 (traductor piezoelectric sau de altă natură). Semnalul electric obținut aici este convertit într-un tren de impulsuri în dispozitivul 6 și trimis spre prelucrare în calculatorul 4. Acesta, potrivit unui algoritm, prin interfața 5, comandă motorul 1 pentru următorul pas.

2.11. Concluzii

Aparatura pneumatică cu funcționare analogică folosită în sistemele de reglare automată cunoaște o extindere însemnată în procesele industriale de natură chimică, termică sau acolo unde purtătorul de informație — aerul — este deja prezent ca urmare a necesităților tehnologice. Simplitatea apa-

raturii pneumatice, robustețea ei în condiții de mediu grele, exigențele normale manifestate față de personalul de exploatare fac ca elementele pneumatice să-și păstreze locul în reglarea proceselor tehnologice, cu toate că microelectronica câștigă rapid o vastă arie de răspîndire. Adaptîndu-se rapid impetuoasei pătrunderi a microprocesoarelor, aparatura pneumatică își caută tot mai asiduu o interfațare cu acestea.

În prezent tendința pe plan mondial dă cîștig electronicii în prelucrarea informației și pneumatiei sau altor tehnologii în culegerea primară a informației și în efectuarea comenzilor (elemente de execuție).

Șansa echipamentelor pneumatice analogice de automatizare rămîne în continuare ridicată mai ales prin prisma fiabilității lor și a scăderii costurilor, ca urmare a pătrunderii tehnicii de calcul în faza de cercetare, proiectare și testare a aparaturii.

Bibliografie

- 2.1. S. Florea, I. Catană Echipamente de automatizare pneumatice și hidraulice, tipografia IPB, 1977, București.
- 2.2. S. Florea, I. Dumitrache Elemente de execuție hidraulice și pneumatice, Editura didactică și pedagogică, 1967, București.
- 2.3. V. Marinoiu, I. Poșchină, M. Stoica Robinete de reglare, Editura tehnică, 1980, București.
- 2.4. S. Florea, I. Dumitrache Elemente și circuite fluidice, Editura Academiei, 1979, București.
- 2.5. H. Töpfer, W. Kriesel Funktionseinheiten der Automatisierungstechnik, VEB Verlag Technik, Berlin, 1977.
- 2.6. I. G. Kornilov, B. B. Bulgakov, V. M. Tolstov Elementi i sistemy pnevmoavtomatiki, Izdatelstvo „Tekhnika“, 1968, Kiev.
- 2.7. Krasnodarii Politehniceskii Institut Elementi i sistemy pnevmo-gidroavtomatiki, 1971, Krasnodar.
- 2.8. Foxboro Technical Information, The Foxboro Company, 1979.
- 2.9. I.P.A. Traductor de temperatură cu compensarea forțelor, normă tehnică, 1977.
- 2.10. S. Florea, V. Găburici, I. Catană Calculul circuitelor pneumatice, litografia IPB, 1976.
- 2.11. V. Ispas, I. Pop, M. Bocu Roboți industriali, Editura Dacia, 1985.
- 2.12. L. Bivolaru, Montarea instalațiilor de automatizare, Editura Tehnică, 1978 București.

Elemente și sisteme logice pneumatice

3.1. Introducere în logica pneumatică

În instalațiile automatizate pneumatice, aerul comprimat este utilizat atât ca agent energetic, cât și ca agent purtător de informație.

După natura semnalelor utilizate elementele și sistemele pneumatice sînt împărțite în *analogice* (modulate în amplitudine) și *logice* sau *digitale* (semnalele au numai două valori care se exclud reciproc).

Dezvoltarea intensivă a elementelor și blocurilor logice miniaturizate, diversificarea senzorilor, traductoarelor și programatoarelor pentru producerea semnalelor de intrare și a elementelor de interfață, modularizarea, tipizarea conexiunilor, perfecționarea tehnologiilor de execuție și utilizarea materialelor plastice au creat condițiile ca elementele și sistemele logice pneumatice să fie competitive sub toate aspectele și să înlocuiască cu succes sistemele convenționale cu relee electrice într-o serie de aplicații. În prezent sistemele pneumatice sînt capabile să realizeze orice funcție logică care poate fi realizată cu elemente electrice convenționale, de multe ori la un cost mai redus și cu performanțe superioare.

Fără a intra în detalii, se poate afirma că *logica pneumatică* constituie soluția optimă pentru toate aplicațiile caracterizate prin:

- forțe și momente medii la viteze ridicate, pentru elementele de execuție (acționare);
- complexitate medie și timpi de răspuns mai mari de o sutime de secundă;
- condiții grele de lucru, în special pericolul de explozie sau incendiu.

Evident cele mai atractive aplicații sînt acelea care utilizează în partea de forță acționări pneumatice sau hidraulice.

Omogenizarea instalației din punct de vedere energetic, prin utilizarea aerului comprimat atât în partea de prelucrare a informațiilor, cât și în partea de forță, prezintă o serie de avantaje importante: siguranță sporită în funcționare, fiabilitate ridicată în condiții grele de lucru, minimizarea schemelor prin eliminarea elementelor de interfață, posibilitatea de a lucra în medii explozive etc.

3.1.1. Structura sistemelor logice pneumatice

Orice sistem logic este destinat să asigure evoluția automată într-un *ciclu complet de funcționare* și eventual repetarea acestui ciclu ori de câte ori este necesar. Prin ciclu complet de funcționare se înțelege totalitatea stărilor succesive prin care trec sistemul logic și instalația automatizată de la o *stare inițială* până la o stare finală identică cu cea inițială.

Trecerea de la o stare la alta se realizează în cadrul unei *secvențe* (faze), fiecare secvență fiind inițiată de un semnal de intrare care modifică starea ieșirilor și confirmată printr-un alt semnal de intrare, utilizat în circuitul logic pentru inițierea următoarei secvențe.

Descrierea ciclului de funcționare se poate face prin cuvinte, prin simboluri și funcții logice sau prin *diagrame de semnal* (ciclograme de funcționare). Utilizarea simbolurilor și funcțiilor logice, derivate din logica matematică, elimină ambiguitățile și confuziile și permite descrierea sintetică a funcționării automatului, mai ales în cazul unor cicluri complexe.

Pentru exemplificare, în fig. 3.1 este reprezentată schematic o instalație de acționare și comandă pentru o mașină de găurit, având ca elemente de execuție doi cilindri pneumatici cu dublă acțiune:

- cilindrul C_1 realizează strângerea piesei cu forța necesară;
- cilindrul C_2 realizează mișcarea de avans a sculei.

Ciclul de funcționare este inițiat printr-un semnal manual „ m ” și cuprinde următoarele secvențe:

- strângerea piesei ($z_{12} \rightarrow C_1 +$), dacă piesa este prezentă ($s_1 \rightarrow x_1$) și butonul manual acționat ($BP \rightarrow m$), confirmată prin activarea senzorului pneumatic $SC_{12} \rightarrow x_{12}$;

- coborîrea capului de găurire ($z_{22} \rightarrow C_2 +$), inițiată prin semnalul x_{12} și confirmată prin activarea senzorului $SC_{22} \rightarrow x_{22}$;

- retragerea capului de găurire ($z_{21} \rightarrow C_2 -$), inițiată prin semnalul x_{22} și confirmată prin activarea senzorului $SC_{21} \rightarrow x_{21}$;

- eliberarea piesei ($z_{11} \rightarrow C_1 -$), inițiată prin semnalul x_{21} și confirmată prin activarea senzorului $SC_{11} \rightarrow x_{11}$.

Circuitul logic reprezintă interfața între semnalele de intrare produse manual sau de către senzorii de stare și semnalele de ieșire prin care sînt pilotate distribuitorii pneumatici D_1 și D_2 . În afara programului propriu-zis, circuitul logic trebuie să rezolve și alte probleme legate de:

- condițiile și modurile de pornire;
- condițiile de securitate și modurile de avertizare în caz de avarie;
- condițiile de trecere din regim automat sau semiautomat în regim manual (în vederea efectuării reglajelor inițiale).

În exemplu prezentat, ciclul *nu* poate fi inițializat în absența piesei (condiție de pornire), iar avansul capului de găurire *nu* are loc dacă piesa nu este strînsă cu forța necesară (condiție de securitate semnalizată prin becul pneumatic B și la pupitru).

Modul în care circuitul logic rezolvă toate aceste probleme reprezintă un factor esențial în asigurarea succesului sistemului de comandă și instalației automatizate, dar calitatea ansamblului depinde de asemenea de celelate elemente componente.

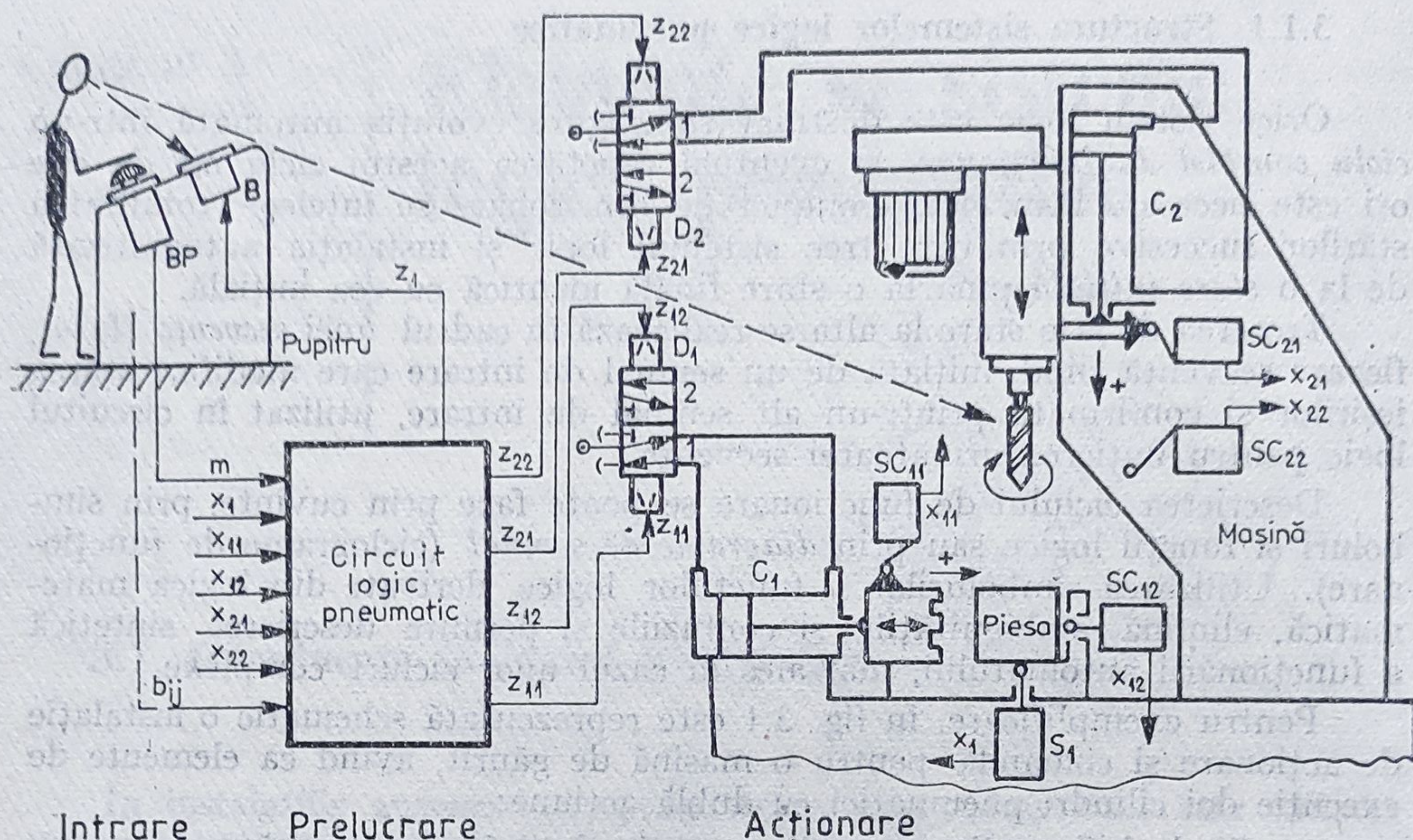


Fig. 3.1. Instalația de acționare și comandă pentru o mașină de găurit:
a — reprezentare schematică; b — diagrama de funcționare.

Schema generală a unui sistem logic pneumatic este reprezentată în fig. 3.2 [3.1].

Pentru a cunoaște în orice moment starea instalației automatizate, circuitul logic trebuie să primească informații sub formă de semnale de presiune, într-un domeniu de amplitudine și frecvență prestabilit. În acest scop sînt utilizate *elementele de intrare*, care detectează starea fizică a parametrilor controlați. De multe ori, semnalele generate de aceste elemente trebuie să fie rectificate, amplificate și transformate în semnale de presiune unificate, utilizabile în circuitele logice pneumatice. *Circuitul logic* compară continuu semnalele de intrare care definesc starea curentă a instalației cu

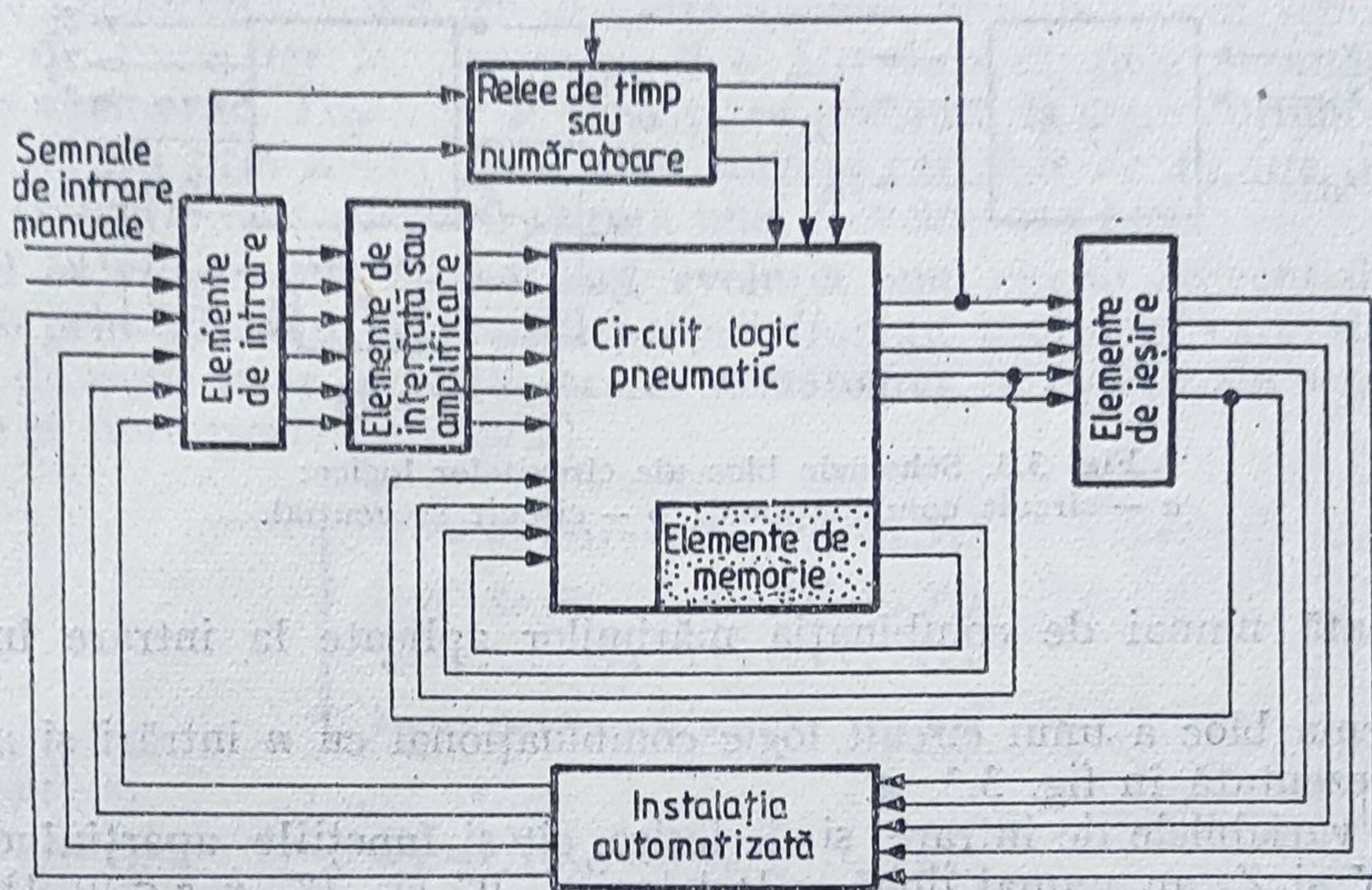


Fig. 3.2. Structura generală a sistemelor logice pneumatice.

starea dorită sau „prescrisă” și emite comanda pentru trecerea la secvența următoare. Ca și la intrare, și la ieșire în general este necesar să existe *elemente de interfață și amplificare* care să acordeze semnalele de ieșire cu elementele de execuție.

În funcție de proveniența și destinația semnalelor de intrare și ieșire se definesc:

- semnalele de intrare primare manuale;
- semnalele de intrare primare de stare, produse de senzorii de intrare care controlează starea instalației automatizate;
- semnalele de intrare secundare, produse de elementele de memorie — definesc starea actuală a sistemului logic;
- semnalele de ieșire primare, care controlează direct instalația automatizată;
- semnalele de ieșire secundare, de excitație a memoriei.

În unele cazuri, semnalele de ieșire primare pot fi utilizate ca semnale secundare și invers.

3.1.2. Circuite logice combinaționale și secvențiale

Circuitele logice pneumatice, ca și alte tipuri de circuite logice, pot fi realizate cu sau fără elemente de memorie. Din acest punct de vedere circuitele logice pot fi *combinaționale și secvențiale*.

3.1.2.1. Circuite combinaționale

Aceste circuite constituie modelul fizic al automatelor finite fără memorie. Absența memoriei face ca funcționarea acestor circuite să nu depindă de timp, astfel încât valoarea semnalelor de ieșire la un moment dat este

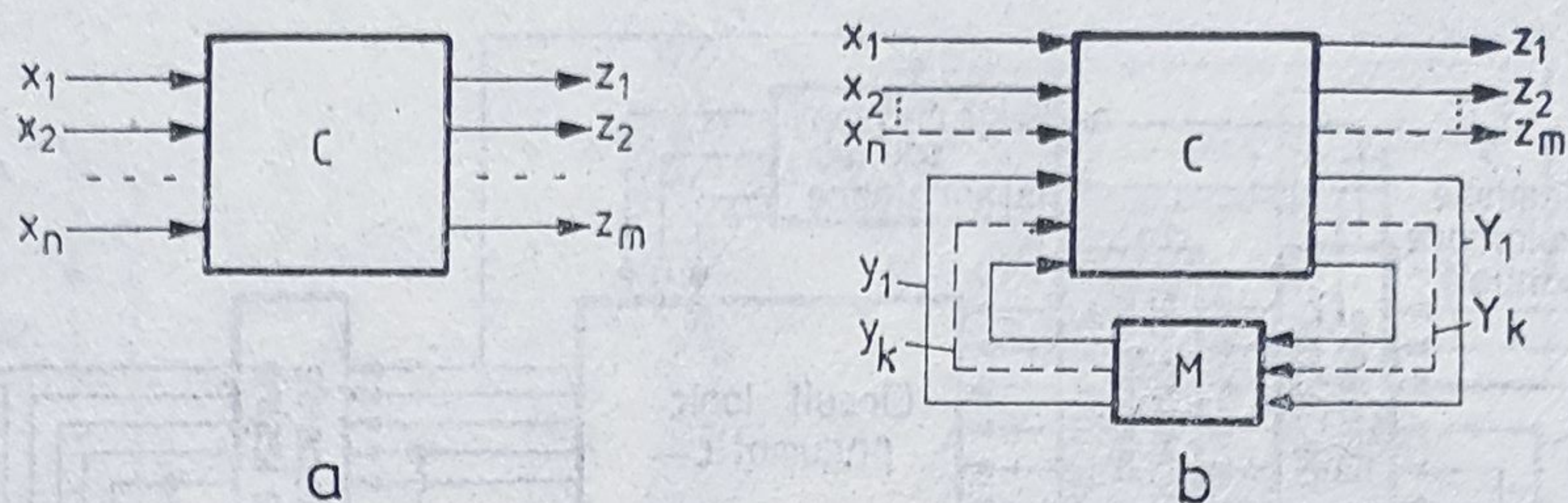


Fig. 3.3. Schemele bloc ale circuitelor logice:
a — circuit combinațional; b — circuit secvențial.

determinată numai de combinația mărimilor aplicate la intrare în acest moment.

Schema bloc a unui circuit logic combinațional cu n intrări și m ieșiri este reprezentată în fig. 3.3, a.

Atât variabilele de intrare și de ieșire, cât și funcțiile aparținând mulțimilor X și Z , au numai două valori logice „0” și „1”, $x, z \in \{0, 1\}$.

Pentru circuitul logic combinațional se definește setul de funcții proprii

$$\begin{cases} z_1 = f_1(x_1, \dots, x_n) \\ z_2 = f_2(x_1, \dots, x_n) \\ z_m = f_m(x_1, \dots, x_n) \end{cases} \quad (3.1)$$

unde f_1, f_2, \dots, f_m sînt funcții booleene de argumentele binare x_1, x_2, \dots, x_n .

3.1.2.2. Circuite secvențiale

Automatele finite cu memorie sînt materializate fizic prin circuitele logice secvențiale, care conform schemei bloc din fig. 3.3, b, conțin circuite combinaționale (C) pentru realizarea funcțiilor de tranziție și de ieșire, și elemente de memorie (M) pentru definirea stărilor sistemului. Existența memoriei la aceste circuite face ca evoluția lor în timp să fie bine definită prin stările succesive în care se pot afla. Ca urmare semnalele de ieșire ale unui circuit logic secvențial vor fi funcții atât de semnalele aplicate la intrare la un moment dat, cât și de semnalele aplicate la momente de timp anterioare.

Spre deosebire de circuitele combinaționale, existența stărilor interne face ca timpul să apară explicit în funcționarea circuitelor secvențiale de comandă. Mulțimea stărilor poate fi explicitată prin atașarea unei mulțimi de variabile, operație denumită *asignare de stare*. Dacă un circuit secvențial cu mulțimea de stări S are un număr $|S| = N_s$ stări, atunci vor fi necesare

$$2^k \geq N_s; \quad k \geq \log_2 N_s \quad (3.2)$$

variabile binare de stare.

În aceste condiții se pot defini următoarele variabile specifice unui circuit logic secvențial (fig. 3.3, b):

- semnale de intrare primare (x_1, x_2, \dots, x_n);
- semnale de ieșire primare (z_1, z_2, \dots, z_m);
- semnale secundare de excitație a memoriei (Y_1, Y_2, \dots, Y_k);
- semnale secundare de stare (y_1, y_2, \dots, y_k).

Starea circuitului la momentul t este definită prin mulțimea semnalelor secundare de stare, iar la momentul $(t + \Delta t)$, de semnalele secundare de excitație a memoriei. Trecerea de la o stare prezentă la starea următoare se realizează numai prin modificarea *unei singure variabile de intrare*, iar perioada de tranziție Δt reprezintă durata unei secvențe sau faze.

Avînd în vedere cele de mai sus, evoluția unui circuit secvențial poate fi descrisă prin sistemul de funcții proprii (funcții booleene) care definesc semnalele de ieșire și de excitație (starea următoare), în funcție de semnalele de intrare și stare (starea prezentă).

[illegible]

pentru ieșiri și

$$\begin{aligned} Y_1 &= f_1(x_1, \dots, x_n, y_1, \dots, y_k) \\ Y_2 &= f_2(x_1, \dots, x_n, y_1, \dots, y_k) \\ &\vdots \\ Y_k &= f_k(x_1, \dots, x_n, y_1, \dots, y_k) \end{aligned} \quad (3.4)$$

pentru stările următoare.

Din punctul de vedere al *modului de funcționare*, circuitele secvențiale se divid în două clase:

- circuite secvențiale asincrone;
- circuite secvențiale sincrone.

În *circuitele secvențiale asincrone* procesele de comutare au loc la momente arbitrare de timp. Elementele de memorie trebuie să rețină valorile semnalelor de excitație un timp relativ scurt, corespunzător intervalului dintre comutările succesive ale elementelor combinaționale. Obișnuit, ca elemente de memorie se folosesc elementele de întârziere, care nu modifică prelucrarea logică ci numai introduc întârzieri în transmiterea informației pe circuitele de reacție ale memoriei.

În *circuitele secvențiale sincrone*, procesele de comutare au loc la momente de timp bine determinate, denumite *tacte*, marcate prin impulsuri furnizate de la un *generator de tact*. În acest caz toate elementele de memorie trebuie să rețină valorile semnalelor aplicate un interval relativ lung de timp, egal cu cel puțin intervalul dintre două tacte. Din acest motiv se folosesc ca elemente de memorie bistabile sincronizabile.

Circuitele asincrone sînt mai simple, dar prezintă dezavantajul că pot apare fenomene de concuren  între semnalele secundare, cu manifestarea *hazardului*.

În funcție de *natura elementelor de memorie folosite pe bucla de reacție*, circuitele secvențiale se împart în:

- *circuite cu reacții directe*, în care funcția de memorie este îndeplinită de către partea combinațională prin întârzierile produse;
- *circuite cu reacții prin celule de întârziere*, care îndeplinesc rolul de memorie temporară;

— circuite cu reacții prin celule de memorie binară (bistabile), cu rol de memorie permanentă.

Marea majoritate a circuitelor logice pneumatice sînt de tip secvențial cu memorie temporară sau permanentă, atît asincrone cît și sincrone.

3.1.3. Noțiuni de algebră booleană

Algebra logicii bivalente sau *algebra booleană*, care operează cu variabile avînd numai două valori distincte „0” și „1” care se exclud reciproc, constituie fundamentul teoretic pentru analiza și sinteza circuitelor și sistemelor logice, inclusiv a celor pneumatice.

Algebra booleană utilizează drept *simboluri* litere asociate variabilelor binare și semne reprezentînd operațiile logice fundamentale, care sînt:

- suma logică (reuniunea sau disjuncția) notată cu (+) sau (\cup);
- produsul logic (intersecția sau conjuncția) notat cu (.) sau (\cap);
- negația logică (inversiunea) notată cu ($\bar{}$).

3.1.3.1. Postulatele și legile algebrei booleene

Postulatele algebrei booleene sînt propoziții logice simple, care definesc foarte succint influența celor trei operații fundamentale asupra valorilor variabilelor binare. Ele servesc drept fundament pentru toate conceptele dezvoltate în continuare.

Postulatele algebrei booleene

Suma logică (Disjuncția)	Produsul logic (Conjuncția)	Negația logică (Inversiunea)
$0 + 0 = (0 \text{ SAU } 0) = 0$	$1 \cdot 1 = (1 \text{ SI } 1) = 1$	$\bar{1} = (1 \text{ NEGAT}) = 0$
$0 + 1 = (0 \text{ SAU } 1) = 1$	$1 \cdot 0 = (1 \text{ SI } 0) = 0$	$\bar{0} = (0 \text{ NEGAT}) = 1$
$1 + 1 = (1 \text{ SAU } 1) = 1$	$0 \cdot 0 = (0 \text{ SI } 0) = 0$	$x = 1 \text{ dacă } x \neq 0$
		$x = 0 \text{ dacă } x \neq 1$

Se observă că există o simetrie a postulatelor referitoare la suma și produsul logic, denumită *dualitate*, adică pentru fiecare propoziție referitoare la suma logică există o propoziție analoagă despre produs, și invers. Cu alte cuvinte, dacă într-o identitate booleană se înlocuiesc suma cu produsul și invers, „1” cu „0” și „0” cu „1”, se obține tot o identitate, denumită *dualul* identității originale.

Legile algebrei booleene sînt propoziții logice semnificative, utile în transformarea și simplificarea expresiilor logice. Spre deosebire de postulate, ele nu conțin nimic care să nu poată fi demonstrat și nu utilizează alte ipoteze decît cele formulate în postulate. Fiind deduse în întregime pe baza postulatelor, legile păstrează proprietatea de dualitate, așa cum rezultă din tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

Nr. crt.	Legea	Suma logică	Produsul logic
1	Idempotenței	$x + x = x$	$x \cdot x = x$
2	Comutativității	$x + y = y + x$	$x \cdot y = y \cdot x$
3	Asociativității	$x + (y + z) = (x + y) + z$	$x \cdot (y \cdot z) = (x \cdot y) \cdot z$
4	Distributivității	$x + (y \cdot z) = (x + y) \cdot (x + z)$	$x \cdot (y + z) = (x \cdot y) + (x \cdot z)$
5	Absorbției	$x + (x \cdot y) = x$	$x \cdot (x + y) = x$
6	Reflexiei	$x + (\bar{x} \cdot y) = x + y$	$x \cdot (\bar{x} + y) = x \cdot y$
7	Identității	$x + 0 = x$ $x + 1 = 1$	$x \cdot 1 = x$ $x \cdot 0 = 0$
8	Complementarității	$x + \bar{x} = 1$	$x \cdot \bar{x} = 0$
9	Expansiunii	$x \cdot y + x \cdot \bar{y} = x$	$(x + y) \cdot (x + \bar{y}) = x$
10	De Morgan	$\overline{x + y} = \bar{x} \cdot \bar{y}$	$\overline{x \cdot y} = \bar{x} + \bar{y}$
11	Tranziției	$x \cdot y + y \cdot z + \bar{x} \cdot z = xy + \bar{x}z$	$(x + y) \cdot (y + z) \cdot (\bar{x} + z) = (x + y) \cdot (\bar{x} + z)$
12	Transpoziției	$x \cdot y + \bar{x} \cdot z = (x + z) \cdot (\bar{x} + y)$	$(x + y) \cdot (\bar{x} + z) = x \cdot z + x \cdot y$
13	Dublei negații (Involuției)	$\overline{\bar{x}} = x$	
14	Contrapозиției	$x = \bar{y}$ atunci $y = \bar{x}$	

3.1.3.2. Funcții logice de două variabile (elementare)


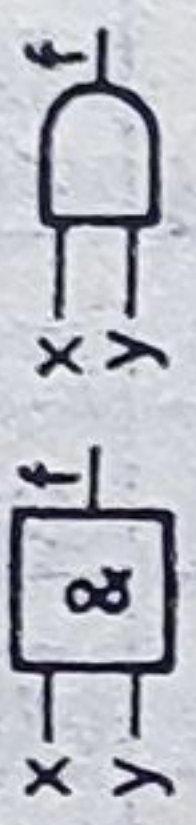


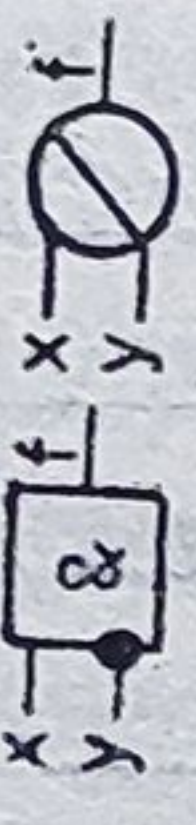
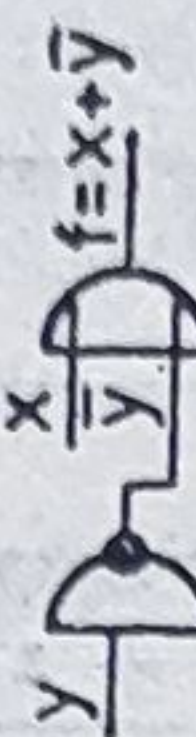


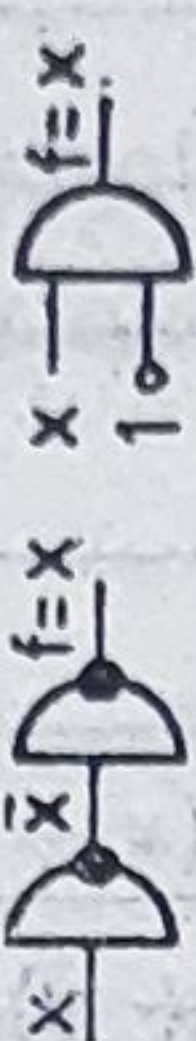





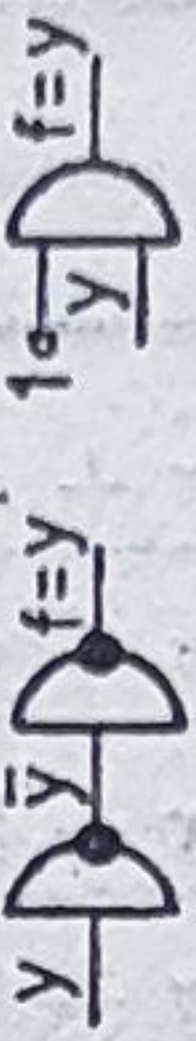

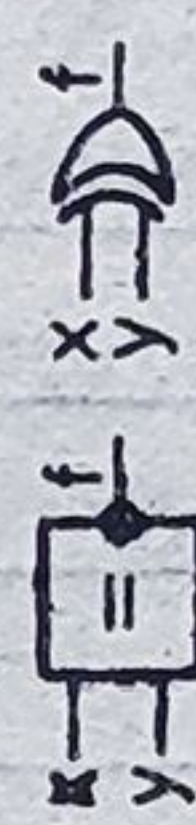
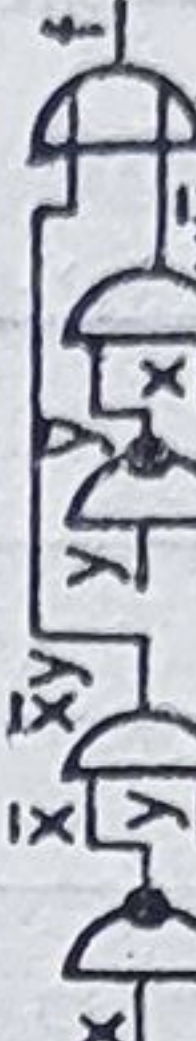








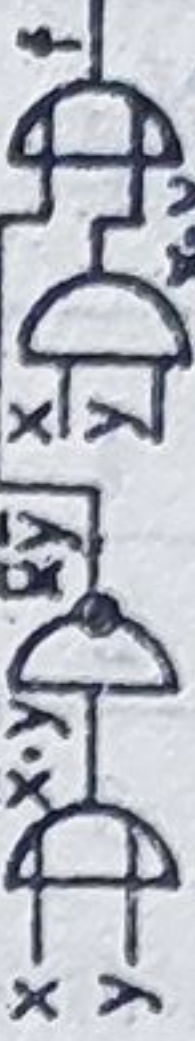
O funcție logică de mai multe variabile binare este ea însăși o variabilă binară, deoarece nu poate avea decât două valori: 0 și 1. Pentru a defini funcția logică se consideră vectorul $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]$ ale cărui coordonate (x_1, x_2, \dots, x_n) pot lua valorile 0 sau 1.




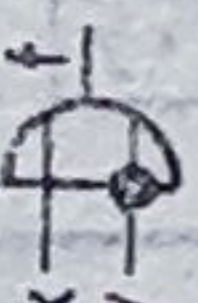
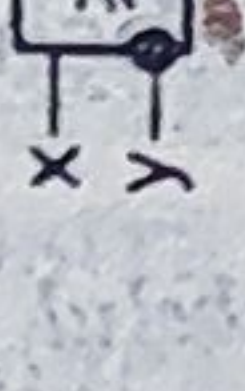
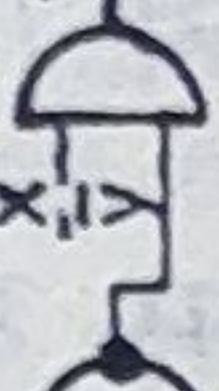

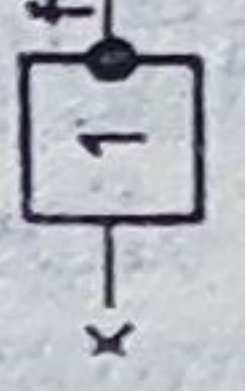


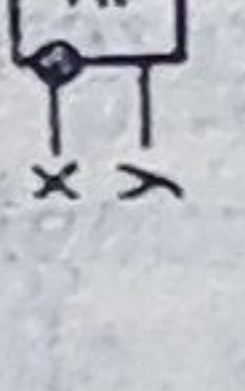
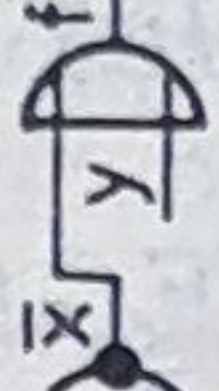

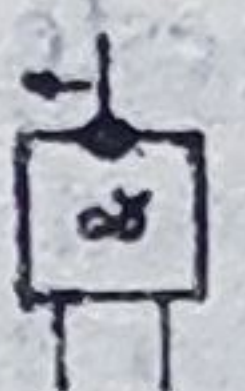
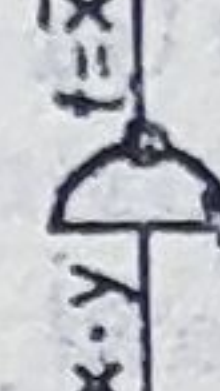
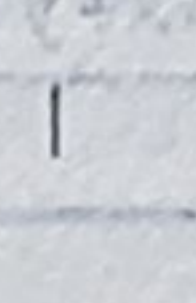

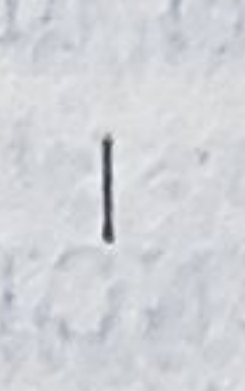
În acest caz rezultă că pot exista 2^n vectori X , fiecare vector avînd de asemenea valorile 0 sau 1. Se notează mulțimea acestor vectori bivalenți cu B_2^n .

Se numește *funcție logică (booleană)*, funcția $f(X) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, $X = [x_1, x_2, \dots, x_n]$ care aplică mulțimea B_2^n în mulțimea $\{0, 1\}$.

Deoarece există 2^n vectori bivalenți cu 2^n componente, rezultă că numărul funcțiilor logice distincte de n argumente binare este finit și egal cu $N = 2^{2^n}$, iar fiecare funcție logică este complet definită printr-un tabel finit cu 2^n rînduri.

În cazul funcțiilor de două variabile $z = f(x, y)$, $N = 16$, deci există 16 funcții logice distincte, notate $f_0, f_1, f_2, \dots, f_{15}$, definite printr-un tabel de adevăr cu $2^2 = 4$ rînduri. Aceste funcții elementare, împreună cu diferitele denumiri și simboluri grafice utilizate în literatura de specialitate sînt prezentate în tabelul 3.2.

DENUMIRI ALE FUNCȚIEI					ECUAȚIA LOGICĂ	SIMBOLUL LOGIC	ALTE SIMBOLURI	REALIZAREA FUNCȚIEI PRIN FUNCȚIILE DE BAZĂ
x	0	1	1					
y	0	1	0	1				
f_0	0	0	0	0	$f_0 = 0$	—	—	—
f_1	0	0	0	1	$f_1 = x \cdot y$			
f_2	0	0	1	0	$f_2 = x \cdot \bar{y}$			
f_3	0	0	1	1	$f_3 = x$			
f_4	0	1	0	0	$f_4 = \bar{x} \cdot y$			
f_5	0	1	0	1	$f_5 = y$			
f_6	0	1	1	0	$f_6 = x \cdot \bar{y} + \bar{x} \cdot y$			
f_7	0	1	1	1	$f_7 = x + y = x \cup y$			
f_8	1	0	0	0	$f_8 = \bar{x} \cdot \bar{y} = \overline{x + y}$			
f_9	1	0	0	1	$f_9 = x \cdot y + \bar{x} \cdot \bar{y}$			

f_{10}	1	0	1	0	NEGATIE, NU, INVERSIUNE	$f_{10} = \bar{y}$				y	$f = \bar{y}$
f_{11}	1	0	1	1	IMPLICAȚIE	$f_{11} = x + \bar{y}$				x	$f = x \cdot \bar{y}$
f_{12}	1	1	0	0	NEGATIE, NU, INVERSIUNE	$f_{12} = \bar{x}$				x	$f = \bar{x}$
f_{13}	1	1	0	1	IMPLICAȚIE	$f_{13} = \bar{x} + y$				\bar{x}	$f = \bar{x} + y$
f_{14}	1	1	1	0	NAND, ȘI-NU, NUMAI, SHEFFER	$f_{14} = \overline{x \cdot y} = \bar{x} + \bar{y}$				x, y	$f = \overline{x \cdot y} = \bar{x} + \bar{y}$
f_{15}	1	1	1	1	CONSTANTA 1 (NE- DEFINITĂ)	$f_{15} = 1$					—

Din analiza tabelului rezultă următoarele *concluzii*:

- Funcțiile f_0 și f_{15} sînt *funcții constante*, nedepinzînd de argumentele x și y , de aceea sînt denumite **CONSTANTA 0** și respectiv **CONSTANTA 1**.


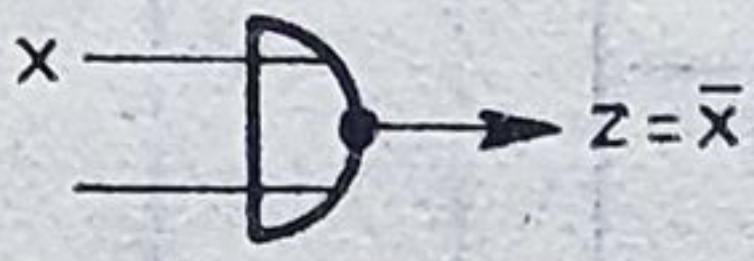

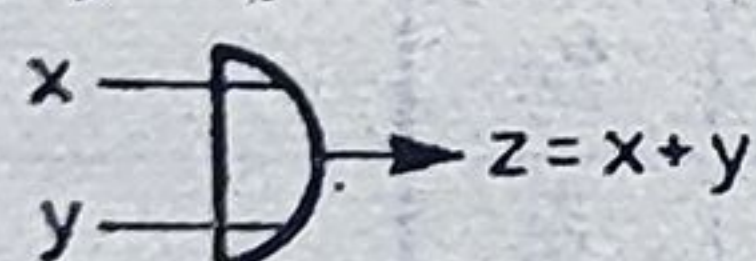
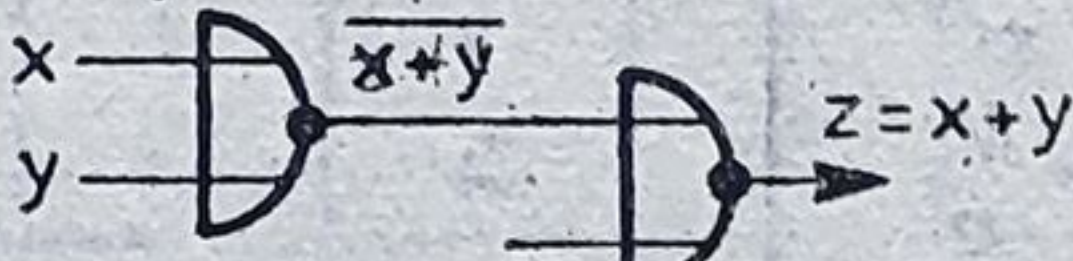
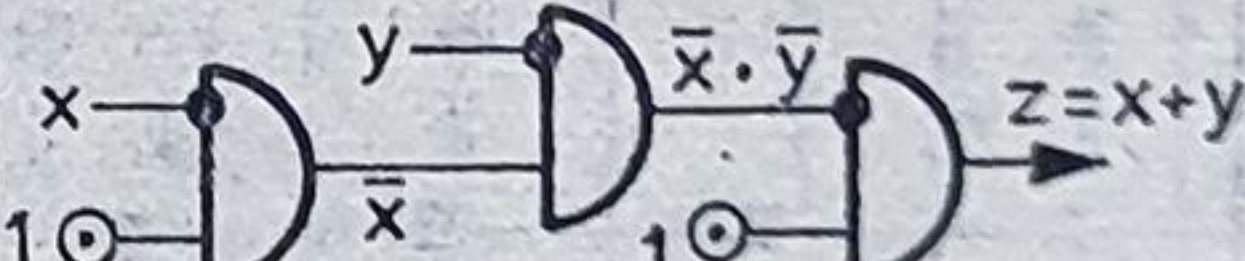
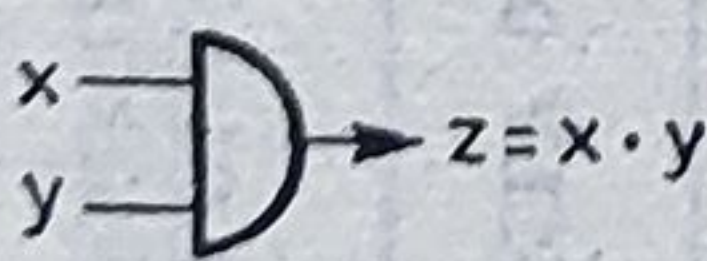
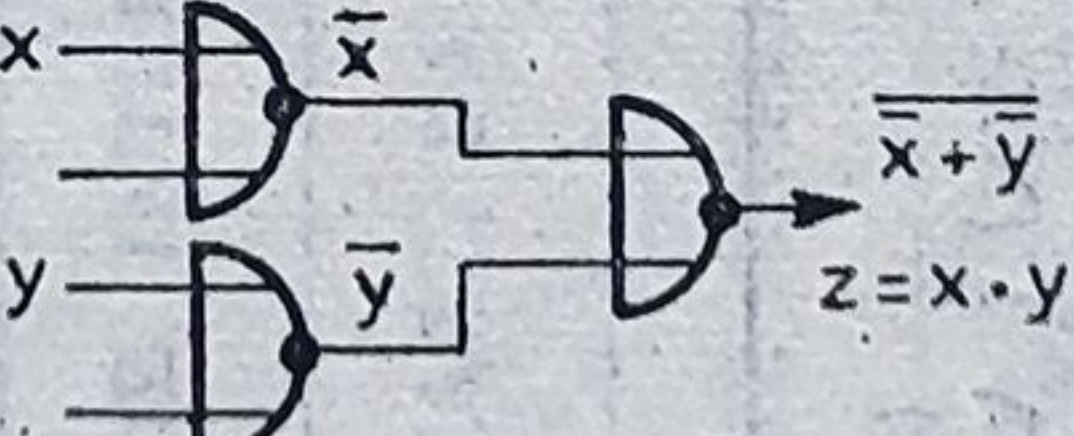
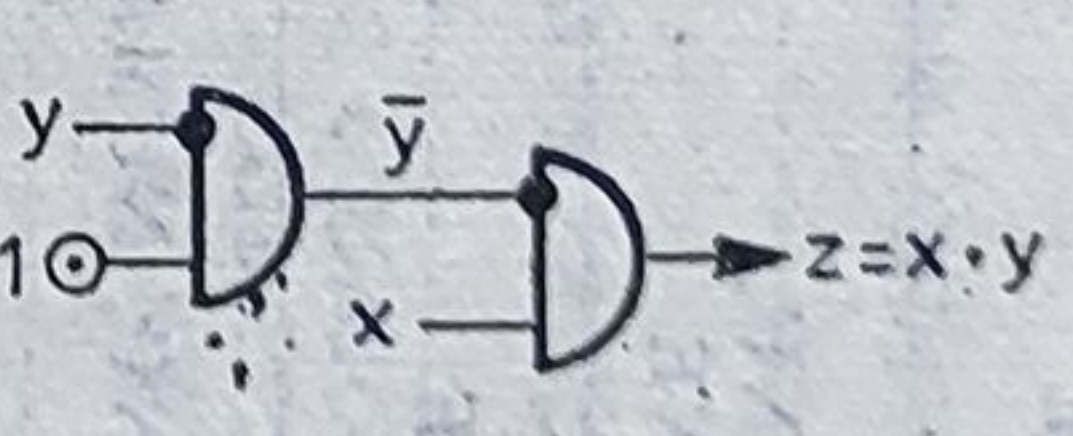

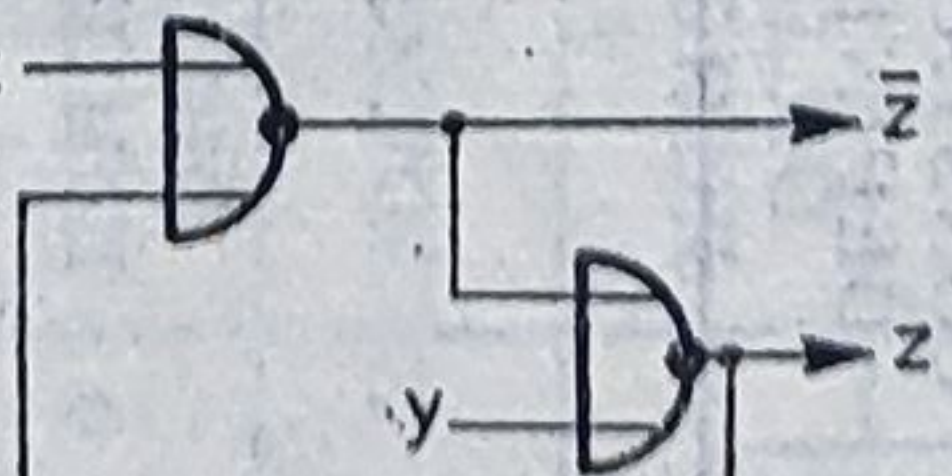
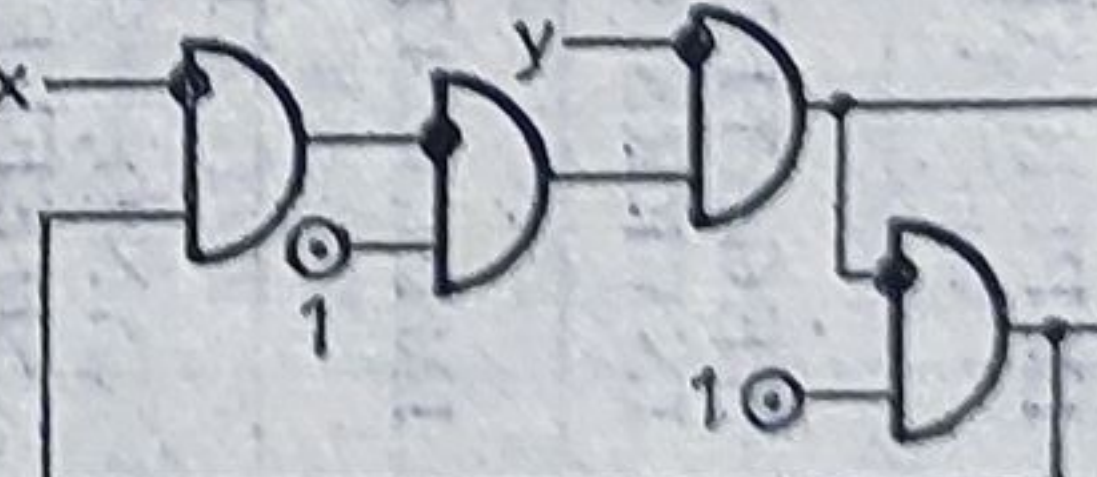
- Funcțiile logice care depind numai de un argument (f_3, f_5 — **IDEN- TITATE**, f_{10}, f_{12} — **NEGAȚIE**) sau de nici unul (f_0 și f_{15}) se numesc *funcții degenerate* de două argumente.

- Funcțiile **DISJUNCȚIE**, **CONJUNCȚIE** și **NEGAȚIE** care mate- rializează operațiile logice fundamentale sînt denumite *funcții logice de bază* sau *fundamentale*. Din tabelul 3.2 se observă că toate celelalte funcții, denu- mite și *derivate*, se pot obține utilizîndu-se cele trei funcții fundamentale.

- Funcțiile logice **NICI**, **NAND** și **INHIBIȚIE** sînt capabile să reali- zeze singure toate funcțiile logice de bază și derivate, dacă sînt interconectate corespunzător. Din acest motiv, aceste funcții sînt denumite și *universale*. Ele prezintă o importanță deosebită atît pentru studiul funcțiilor logice (v. § 3.1.3.4), cît și pentru realizarea fizică a sistemelor de elemente logice.

Realizarea funcțiilor logice fundamentale și a funcției **MEMORIE** cu ajutorul funcțiilor universale **NICI** și **INHIBIȚIE** este prezentată în tabelul 3.3.

Tabelul 3.3

Funcția universală Funcția de bază	NICI	INHIBIȚIE
Negație (NU) 		
Disjuncție (SAU) 		
Conjuncție (SI) 		
Memorie 		

3.1.3.3. Reprezentarea funcțiilor logice

Pentru studiul funcțiilor logice există o mare diversitate de reprezentări care pot fi grupate în *reprezentări grafice* (geometrice) și *analitice*. Cele din

prima categorie sînt mai intuitive și se folosesc pentru studiul funcțiilor logice cu un număr redus de variabile. În categoria reprezentărilor grafice intră reprezentările prin tabele de adevăr, diagrame Venn sau Veitch-Karnaugh, prin grafuri sau pe hipercub.

Reprezentările analitice prin expresii algebrice sau sub formă de coduri permit studiul funcțiilor cu un număr arbitrar de variabile, cu posibilitatea utilizării mijloacelor numerice de calcul.

În continuare sînt prezentate succint cele mai folosite reprezentări grafice ale funcțiilor logice în scopuri tehnice.

Reprezentarea prin tabel de adevăr. Tabelele denumite *de adevăr* sau *combinatoriale* conțin în partea stîngă un număr de linii egal cu numărul combinațiilor posibile (2^n) ale valorilor argumentelor, iar în partea dreaptă — valorile funcției, 0 sau 1, pentru fiecare combinație de valori ale argumentelor. Combinațiile de valori ale variabilelor se pot prezenta în *cod binar natural* sau în *cod binar reflectat* (codul Gray).

Valorile funcției se obțin substituindu-se valorile argumentelor în expresia algebrică și aplicîndu-se propozițiile logice exprimate prin postulate.

Reprezentarea prin tabel de adevăr este cea mai bună cale pentru a demonstra legile algebrei booleene, conținute în tabelul 3.1. Legea este validată dacă expresiile sînt echivalente, adică valoarea expresiei din stînga este egală cu valoarea celei din dreapta pentru orice combinație a valorilor variabilelor. Pentru exemplificare, în tabelul 3.4 este demonstrată *legea reflexiei* (6)

Tabelul 3.4

x	y	$x + (\bar{x} \cdot y) = x + y = f_1(x, y)$	$x \cdot (\bar{x} + y) = x \cdot y = f_2(x, y)$
0	0	$0 + 1 \cdot 0 = 0 + 0 = 0$	$0 \cdot (1 + 0) = 0 \cdot 0 = 0$
0	1	$0 + 1 \cdot 1 = 0 + 1 = 1$	$0 \cdot (1 + 1) = 0 \cdot 1 = 0$
1	1	$1 + 0 \cdot 1 = 1 + 1 = 1$	$1 \cdot (0 + 1) = 1 \cdot 1 = 1$
1	0	$1 + 0 \cdot 0 = 1 + 0 = 1$	$1 \cdot (0 + 0) = 1 \cdot 0 = 0$

Reprezentarea prin diagrama Venn. Diagrama Venn reprezintă un mod sugestiv de reprezentare grafică a operațiilor, postulatelor, legilor sau funcțiilor booleene simple. În acest scop unei variabile x i se asociază un cerc, iar restul suprafeței diagramei (pătrat sau dreptunghi în care se află cercul) reprezintă valoarea negată \bar{x} . Atunci produsul logic dintre două variabile ($x \cdot y$) poate fi definit ca cea mai mare regiune comună pentru x ȘI y , iar suma logică ($x + y$), ca cea mai mică regiune conținînd pe x SAU y .

Diagramele Venn pentru operațiile logice fundamentale sînt prezentate în fig. 3.4, iar funcția $f(x, y, z) = xy + yz + \bar{x}z = xy + \bar{x}z$ (legea tranziției — tabelul 3.1) în fig. 3.5.

Este evident că acest mod de reprezentare devine greoi pentru funcții logice mai complexe.

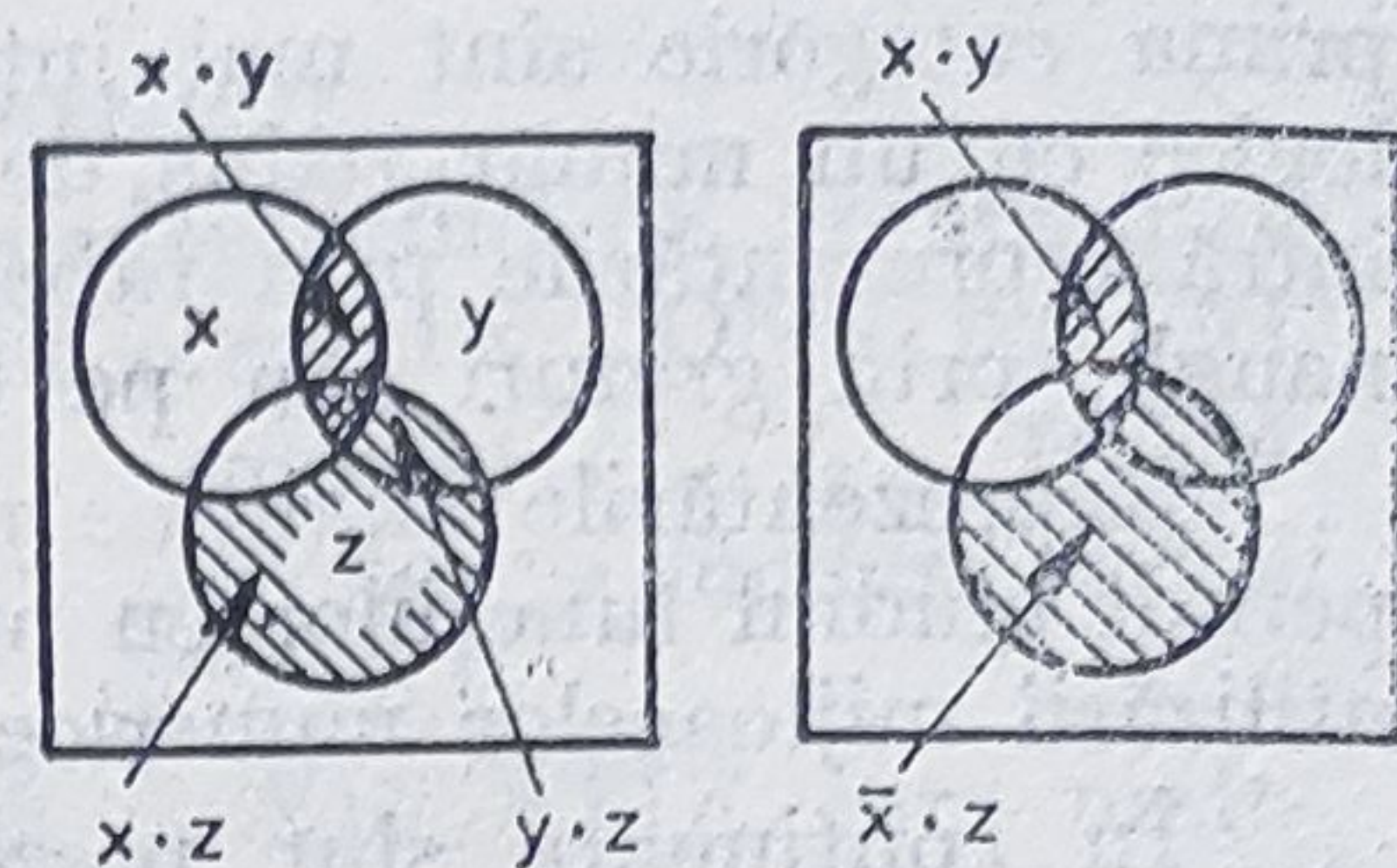
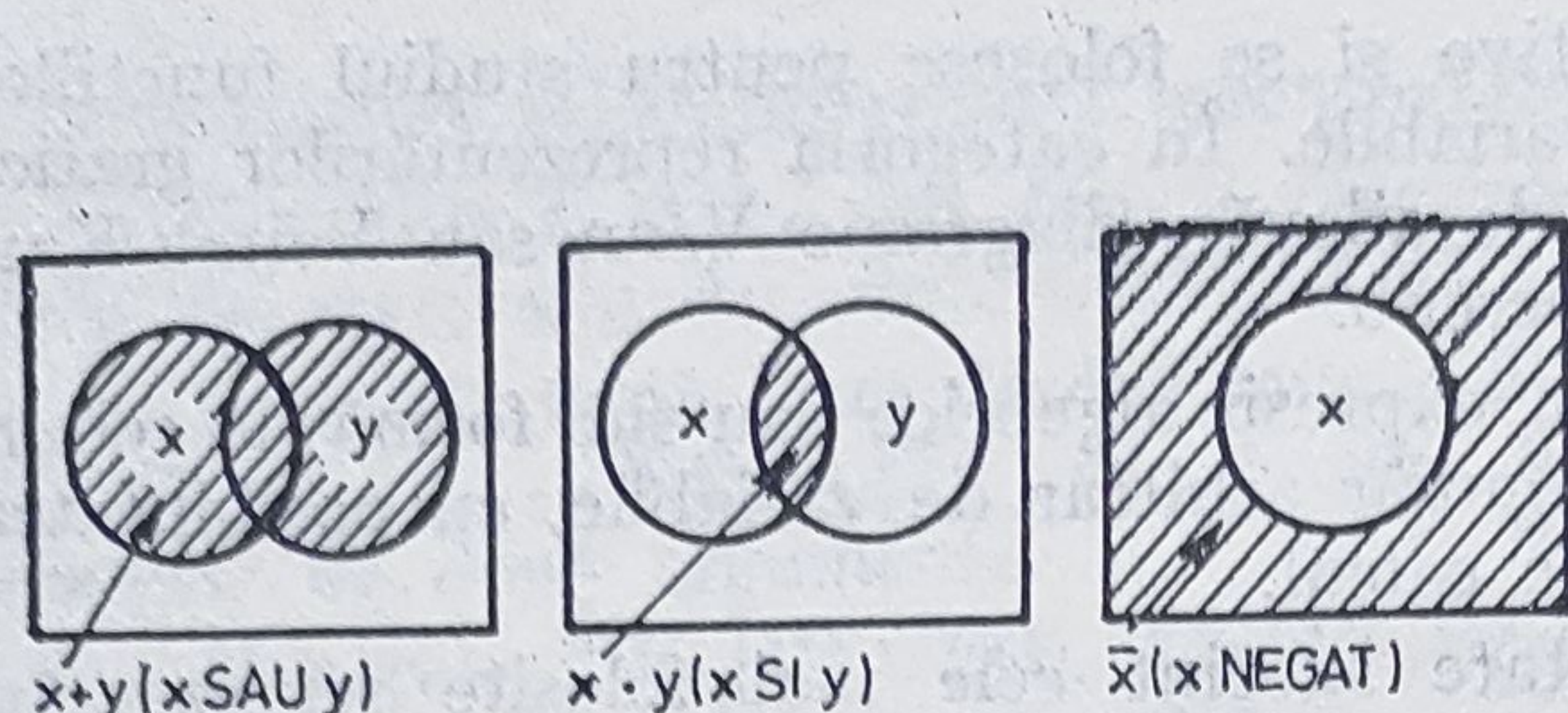


Fig. 3.4. Diagrammele VENN pentru operațiile logice fundamentale.

Fig. 3.5. Diagrama VENN pentru legea tranziției—tabelul 3.1.

Reprezentarea prin diagrama Veitch-Karnaugh. Diagrama Veitch-Karnaugh sau *diagrama de combinații* este tot o reprezentare tabelară, dar mai compactă în raport cu tabelul de adevăr, datorită dispunerii bidirecționale a valorilor variabilelor. În cazul general, al unei funcții logice de n variabile, diagrama de combinații conține 2^p linii și 2^q coloane, astfel ca $p+q=n$. Dacă n este par, în mod obișnuit se alege $p=q$, iar dacă n este impar, $q=p+1$ sau $p=q+1$. Rezultă o diagramă cu $2^p \cdot 2^q = 2^n$ cîmpuri (celule) în care se trec valorile funcției pentru combinațiile corespunzătoare ale valorilor variabilelor.

Acest mod de reprezentare a fost introdus de Veitch și simplificat de Karnaugh prin folosirea codului Gray (codul binar reflectat), care fiind un cod continuu și ciclic asigură *adiacenta* între cîmpurile diagramei. Codul Gray este un sistem de numerotare binar la care numai un singur bit binar se modifică la un moment dat (tabelul 3.5). În acest cod două cifre sînt adiacente dacă diferă cu cifra 1.

Pentru a ilustra acest mod de reprezentare vom considera două exemple simple de funcții logice cu două și trei variabile.

Tabelul 3.5

Exemplul 3.1. Fie funcția logică de două variabile

$$f = xy + \bar{x}y \quad (3.5)$$

0	0	0
0	0	1
0	1	1
0	1	0
1	1	0
1	1	1

Această ecuație poate fi satisfăcută ($f=1$) prin două combinații diferite ale valorilor variabilelor — fie $x=1$ și $y=1$, fie $x=0$ și $y=1$. Diagrama de combinații trebuie să aibă $2^2=4$ cîmpuri sau celule și este reprezentată în fig. 3.6, a. Deoarece funcția este de două variabile, iar cei doi termeni sînt în formă minimă, diagrama va avea două *intrări*. Celulele diagramei pentru care termenii $(y \cdot x)$ și $(\bar{x} \cdot y)$ au valoarea 1 se completează cu 1. Aceste celule sînt adiacente deoarece numai variabila x se schimbă de la o celulă la alta. Pentru acest motiv cele două celule se pot grupa într-un modul care poate fi descris de o singură variabilă, iar expresia cea mai simplă pentru funcția (3.5) este $f = y$.

Exemplul 3.2. În cazul ecuației de 3 variabile

$$f = xy + yz + \bar{x}z \quad (3.6)$$

diagrama Karnaugh trebuie să conțină $2^3=8$ celule, deci un tabel cu 2 linii și 4 coloane (fig. 3.6, b). Din analiza diagramei rezultă că se pot forma trei grupări de cîmpuri (module) cu unități adiacente — $\bar{x}z$, yz și xy . Deoarece un cîmp trebuie să fie acoperit cel puțin odată, rezultă că expresia cea mai simplă pentru ecuația (3.6) este

$$f = xy + \bar{x}z \quad (3.7)$$

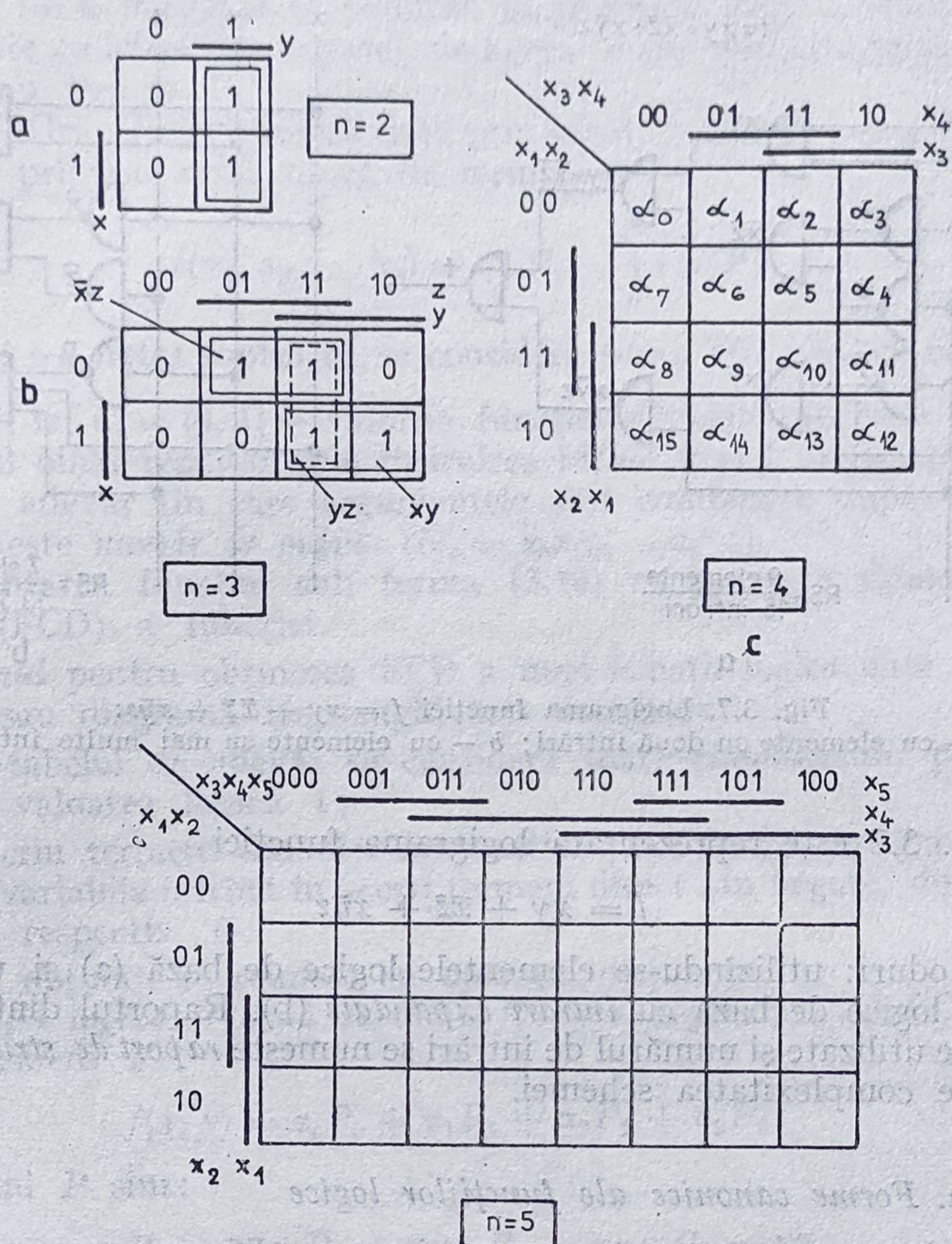


Fig. 3.6. Diagramele de combinații VEITCH-KARNAUGH:

a — pentru $n = 2$ (exemplu 3.1); b — pentru $n = 3$ (exemplul 3.2);

c — pentru $n = 4$; d — pentru $n = 5$.

Pentru a urmări mai ușor valorile argumentelor conform codului Gray, diagramelor Karnaugh li se atașează câte un segment de dreapta pentru fiecare variabilă cu lungimea corespunzătoare coloanei sau liniei pentru care variabila are valoarea 1. Diagramele Karnaugh pentru funcții de 4 și 5 variabile sînt prezentate în fig. 3.6. c, d.

Din cele prezentate se desprind următoarele *concluzii* importante:

- diagramele Karnaugh se aplică funcțiilor logice sub formă canonică disjunctivă sau conjunctivă (v. § 3.1.3.4);
- diagramele Karnaugh reprezintă un instrument rapid și eficient pentru minimizarea funcțiilor logice, în special cînd numărul de variabile este mic (șase sau mai mic).

Reprezentarea prin scheme logice (logigrame). Schema logică (*logigrama*) este o reprezentare grafică a funcției logice obținută prin adoptarea unor semne convenționale pentru operațiile și funcțiile logice de bază și derivate (tabelul 3.2). Logigrama indică în fapt topologia unui circuit logic.

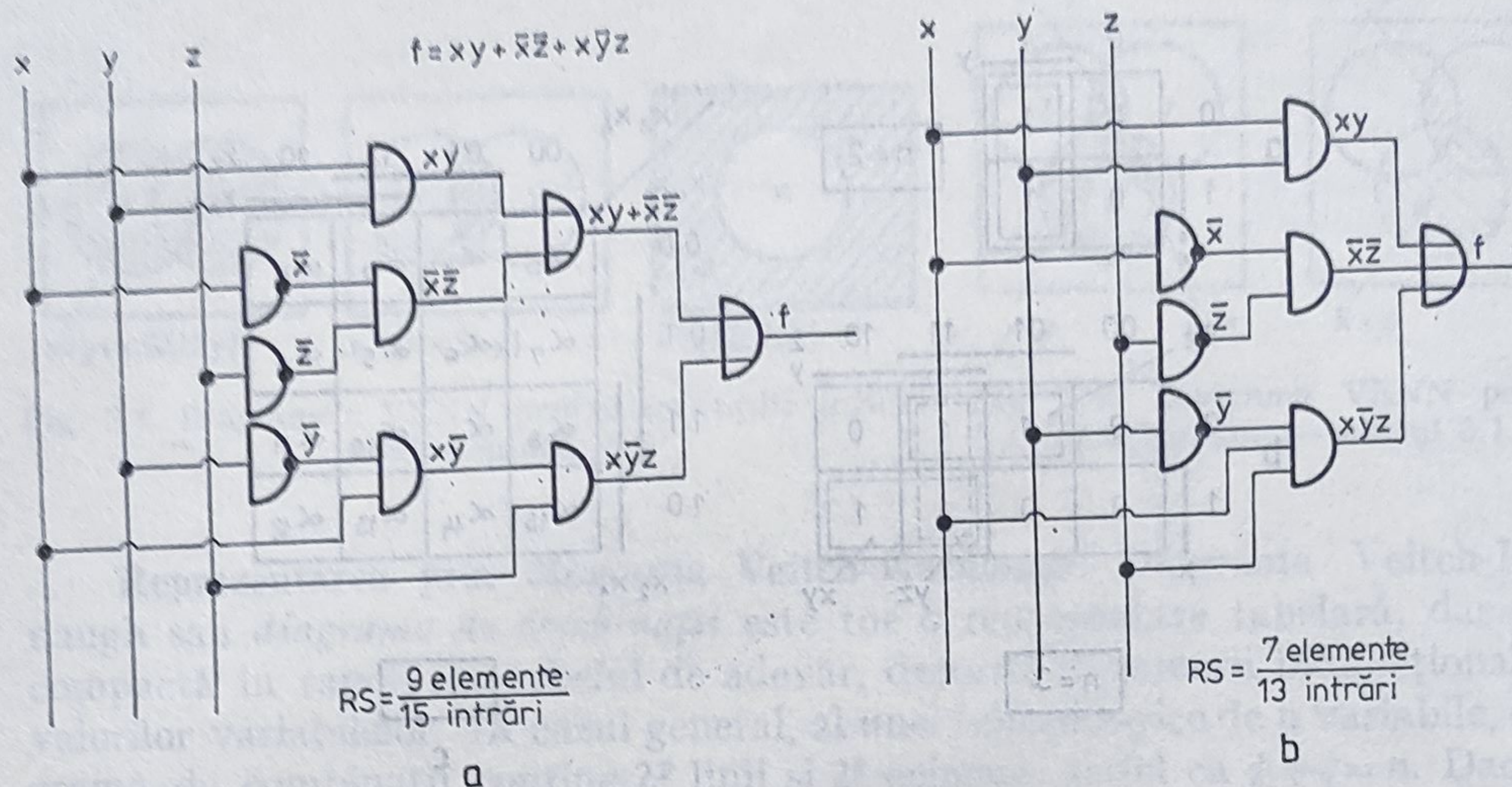


Fig. 3.7. Logigrama funcției $f = xy + \bar{x}z + x\bar{y}z$:
 a — cu elemente cu două intrări; b — cu elemente cu mai multe intrări.

În fig. 3.7 este reprezentată logigrama funcției

$$f = xy + \bar{x}z + x\bar{y}z \quad (3.8)$$

în două moduri: utilizându-se elementele logice de bază (a) și utilizându-se elementele logice de bază cu *intrări expandate* (b). Raportul dintre numărul de elemente utilizate și numărul de intrări se numește *raport de structură (RS)* și definește complexitatea schemei.

3.1.3.4. Forme canonice ale funcțiilor logice

Sub formă analitică, orice funcție logică se prezintă ca un ansamblu de termeni conținând variabilele binare legate între ele prin diferite operații logice.

Un termen al unei funcții logice se numește *canonic*, dacă în componența lui intră toate variabilele ce definesc funcția, fie direct fie în formă negată.

O funcție logică este reprezentată analitic sub *formă canonică* atunci când se prezintă ca o expresie constituită numai din termeni canonici.

În general, se utilizează patru forme canonice de reprezentare analitică a unei funcții logice:

- forma canonică disjunctivă (FCD);
- forma canonică conjunctivă (FCC);
- forma canonică cu NICI;
- forma canonică cu NAND.

Dintre aceste forme o importanță deosebită prezintă FCD și FCC.

Reprezentarea sub formă canonică disjunctivă (FCD). Se definește un termen canonic conjunctiv (TCC) de n variabile, prin funcția logică

$$P_i(x_1, x_2, \dots, x_n) = \begin{cases} 1, & \text{dacă numărul combinației este „i”} \\ 0 & \text{în caz contrar} \end{cases} \quad (3.9)$$

Un TCC de n variabile se prezintă ca produsul logic al tuturor celor n variabile (luate ca atare sau negate), de aceea se mai numește termen canonic de produs sau termen P .

Teoremă. Orice funcție logică dată prin tabel de adevăr poate fi reprezentată analitic printr-o sumă unică de termeni P

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \bigcup_1 P_i = \bigcup_{i=0}^{2^n-1} \alpha_i P_i \quad (3.10)$$

unde prin \bigcup_1 s-a notat faptul că se consideră suma TCC pentru care funcția ia valoarea 1, iar $\alpha_i = \{0, 1\}$ — valorile funcției conform tabelului de adevăr.

Numărul binar rezultat prin înșiruirea biților 0 și 1 ai funcției conform tabelului de adevăr (în care argumentele sînt combinate după un anumit cod) se numește *număr de ordine* ($N_0 = \alpha_0 \alpha_1 \alpha_2 \dots \alpha_{2^n-1}$).

Reprezentarea funcției sub forma (3.10) se numește *forma canonică disjunctivă* (FCD) a funcției.

Algoritmul pentru obținerea FCD a unei funcții logice date prin tabel de adevăr (sau diagramă Karnaugh) este următorul:

1° Din tabelul de adevăr se consideră toate combinațiile pentru care funcția are valoarea logică 1;

2° Se scriu termeni canonici conjunctivi (TCC) care corespund acestor combinații, variabile intrînd în acești termeni direct sau negate, după cum au valoarea 1, respectiv, 0;

3° TCC obținuți se reunesc cu operația disjuncție.

● *Funcția logică de două variabile* $f(x, y)$ se reprezintă sub FCD ca suma a patru termeni P

$$f(x, y) = \alpha_0 P_0 + \alpha_1 P_1 + \alpha_2 P_2 + \alpha_3 P_3 \quad (3.11)$$

unde termeni P sînt:

$$P_0 = \bar{x}\bar{y}; P_1 = \bar{x}y; P_2 = xy; P_3 = x\bar{y}. \quad (3.12)$$

În particular, o anumită funcție elementară va fi suma termenilor P pentru care funcția are valoare logică 1.

Exemplul 3.3. Să se reprezinte sub FCC funcția elementară IMPLICAȚIE (f_{11} — tabelul 3.2), definită prin tabelul de adevăr alăturat (scris în cod Gray).

Conform algoritmului prezentat rezultă

$$f_{11}(x, y) = \bar{x}\bar{y} + \bar{x}y + xy$$

deci funcția are trei TCC — P_0 , P_1 și P_2 .

Numărul de ordine în cod Gray este $N_0 = 1110$.

● *Funcția logică de trei variabile* $f(x, y, z)$ se reprezintă sub FCD ca suma a opt termeni P

$$f(x, y, z) = \alpha_0 P_0 + \alpha_1 P_1 + \dots + \alpha_7 P_7 \quad (3.13)$$

unde

$$\begin{aligned} P_0 &= \bar{x}\bar{y}\bar{z} & P_4 &= xyz \\ P_1 &= \bar{x}\bar{y}z & P_5 &= xy\bar{z} \\ P_2 &= \bar{x}yz & P_6 &= x\bar{y}z \\ P_3 &= \bar{x}\bar{y}\bar{z} & P_7 &= x\bar{y}\bar{z} \end{aligned} \quad (3.14)$$

x	y	$f_{11}(x, y)$	
0	0	1	α_0
0	1	1	α_1
1	1	1	α_2
1	0	0	α_3

Exemplul 3.4. Să se reprezinte sub FCD funcția de trei variabile definită conform tabelului de adevăr (scris în cod Gray) de mai jos

x	y	z	$f(x, y, z)$	x	y	z	$f(x, y, z)$
0	0	0	0 α_0	1	1	0	1 α_4
0	0	1	1 α_1	1	1	1	1 α_5
0	1	1	1 α_2	1	0	1	0 α_6
0	1	0	0 α_3	1	0	0	1 α_7

a) Conform algoritmului prezentat se consideră combinațiile valorilor argumentelor pentru care funcția are valoarea 1 și se scriu TCC corespunzători

$$\bar{x}\bar{y}z, \bar{x}yz, xy\bar{z}, xyz, x\bar{y}\bar{z}$$

Reunind TCC prin operația disjuncție se obține FCD

$$f(x, y, z) = \bar{x}\bar{y}z + \bar{x}yz + xy\bar{z} + xyz + x\bar{y}\bar{z}$$

b) Pe baza relațiilor (3.13) și (3.14) înlocuindu-se

$$\alpha_0 = \alpha_3 = \alpha_6 = 0 \quad \text{și} \quad \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_4 = \alpha_5 = \alpha_7 = 1$$

rezultă

$$f(x, y, z) = \bar{x}\bar{y}z + \bar{x}yz + xy\bar{z} + xyz + x\bar{y}\bar{z}$$

Reprezentarea sub formă canonică conjunctivă (FCC). În scopul reprezentării unei funcții logice sub FCC se definește un termen canonic disjunctiv (TCD) de n variabile în felul următor

$$S_i = \begin{cases} 0, & \text{dacă numărul combinației este „i”} \\ 1, & \text{în celelalte cazuri.} \end{cases} \quad (3.15)$$

Un TCD, denumit și termen canonic de sumă sau termen S , se prezintă ca suma logică a tuturor celor n variabile, luate ca atare sau negat.

Din relațiile de definiție (3.9) și (3.15) rezultă

$$\begin{aligned} P_i(x_1, x_2, \dots, x_n) &= \bar{S}_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad \text{și} \\ S_i(x_1, x_2, \dots, x_n) &= \bar{P}_i(x_1, x_2, \dots, x_n) \end{aligned}$$

Teoremă. Orice funcție logică de n variabile dată prin tabel de adevăr poate fi reprezentată sub formă canonică conjunctivă ca un produs unic de termeni S

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \bigcap_0 S_i = \bigcap_0 \bar{P}_i = \bigcap_{i=0}^{2^n-1} (\alpha_i + S_i), \quad (3.16)$$

unde prin \bigcap_0 s-a notat faptul că se consideră produsul TCD pentru care funcția are valoarea 0.

Algoritmul pentru obținerea FCC a unei funcții dată prin tabel de adevăr este următorul:

1° Din tabelul de adevăr al funcției se consideră toate combinațiile pentru care funcția are valoarea logică 0;

2° Se scriu termenii S care corespund acestor combinații, variabilele intrînd în acești termeni ca atare sau negate după cum în combinația considerată au valoarea 0, respectiv 1;

3° Termenii S astfel obținuți se reunesc prin semnul conjuncție (produs logic).

Funcția logică de două variabile se reprezintă sub FCC ca produsul a patru termeni S

$$f(x, y) = (\alpha_0 + S_0) \cdot (\alpha_1 + S_1) \cdot (\alpha_2 + S_2) \cdot (\alpha_3 + S_3), \quad (3.17)$$

unde

$$S_0 = \bar{P}_0 = x + y; \quad S_1 = \bar{P}_1 = x + \bar{y}; \quad S_2 = \bar{P}_2 = \bar{x} + \bar{y}; \\ S_3 = \bar{P}_3 = \bar{x} + y \quad (3.18)$$

În particular, o anumită funcție de două variabile $f(x, y)$ va fi produsul termenilor S pentru care funcția are valoarea logică 0.

Exemplul 3.5. Să se reprezinte sub FCC funcția elementară IMPLICAȚIE definită prin tabelul de adevăr de la exemplul 3.3. FCC se poate deduce în trei moduri:

a) pe baza algoritmului prezentat anterior — funcția are pentru o singură combinație valoarea 0, iar termenul S corespunzător este $\bar{x} + y$, deci $f_{11}(x, y) = \bar{x} + y$

b) pe baza relației generale (3.16) rezultă

$$f_{11}(x, y) = (1 + x + y) \cdot (1 + x + \bar{y}) \cdot (1 + \bar{x} + \bar{y}) \cdot (0 + \bar{x} + y)$$

și ținîndu-se cont de legea identității (tabelul 3.1)

$$1 + x + y = 1; \quad 1 + x + \bar{y} = 1$$

$$1 + \bar{x} + \bar{y} = 1; \quad 0 + \bar{x} + y = \bar{x} + y$$

deci

$$f_{11}(x, y) = \bar{x} + y$$

c) pornindu-se de la FCD și aplicîndu-se principiul dualității

$$f_{11}(x, y) = \bar{P}_3 = \bar{x}\bar{y}$$

sau aplicîndu-se relația De Morgan

$$f_{11}(x, y) = \bar{x} + \bar{\bar{y}} = \bar{x} + y$$

Este evident că atunci cînd funcția logică este dată prin tabelul de adevăr, prima modalitate este cea mai indicată.

Cele două forme canonice, FCD și FCC, sînt unice pentru o funcție logică complet definită. Alegerea unei forme sau alta depinde de criteriul care stă la baza dezvoltării funcției în forma analitică. După criteriul economicității, dacă majoritatea valorilor funcției $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ sînt zero, este de preferat FCD; în caz contrar se preferă FCC.

3.1.3.5. Minimizarea funcțiilor logice

Formele canonice nu sînt în general cele mai simple forme de reprezentare a funcțiilor logice. Astfel, pentru o funcție de n argumente reprezentată sub FCD, prin definiție toți TCC sînt termeni de rangul n . Formele disjunctive avînd termeni conjunctivi de rang inferior lui n se numesc *forme normale disjunctive* (FND), iar cea mai simplă formă normală se numește *formă dis-*

junctivă minimă. Similar, dacă se pleacă de la forma canonică conjunctivă, se pot defini formele normale conjunctive și *forma conjunctivă minimă*. Formele minime au deci un număr minim de termeni conjunctivi sau disjunctivi și un număr minim de variabile.

Pentru exemplificare se consideră funcția:

$$f(x, y, z) = \bar{x}\bar{y}z + x\bar{y}\bar{z} + x\bar{y}z + xy\bar{z} + xyz,$$

reprezentată sub formă canonică disjunctivă. Asociindu-se convenabil termenii și aplicându-se proprietatea de distributivitate se obține

$$f(x, y, z) = \bar{x}\bar{y}z + x\bar{y}(z + \bar{z}) + xy(z + \bar{z}) = \bar{x}\bar{y}z + x(y + \bar{y}) = \bar{x}\bar{y}z + x$$

și ținându-se cont de legea reflexiei (tabelul 3.1) rezultă

$$f(x, y, z) = x + \bar{x}(\bar{y}z) = x + \bar{y}z$$

Dintre diferitele forme normale obținute, ultima este evident cea mai simplă, având termenii conjunctivi de rangul cel mai mic. În același timp, formele normale și în special forma minimă sînt mai economice, deoarece necesită pentru implementare un număr mai redus de componente logice.

Din punct de vedere tehnologic, forma minimă nu reprezintă întotdeauna forma optimă. În funcție de tipul elementelor logice disponibile și de condițiile concrete de montaj (tipizarea conexiunilor, simetria și regularitatea construcției etc.) se poate adopta o reprezentare neminimală.

Problema minimizării funcțiilor logice constă deci în găsirea formelor minime de reprezentare. În acest scop se utilizează atît metode analitice, cît și metode grafice. Din prima categorie fac parte:

- *metoda algebrică* — se bazează pe aplicarea proprietăților algebrei booleene; este o metodă laborioasă, care depinde de experiența și cunoștințele operatorului;

- *metoda implicanților primi (Quine)* — se bazează pe operația de compunere a termenilor canonici adiacenți [3.3];

- *metoda simbolică* care folosește reprezentarea funcțiilor prin simbol de marcare [3.3].

Aceste metode sînt mai greu de manipulat chiar pentru un număr redus de variabile, dar prezintă avantajul că se pot implementa pe calculator.

Metodele grafice de minimizare mai uzuale sînt:

- *metoda diagramelor Karnaugh*;

- *metoda Quine-Mc Cluskey* [3.5].

După cum s-a menționat, *metoda diagramelor Karnaugh* este deosebit de eficientă pentru funcții avînd pînă la 6—7 variabile, motiv pentru care este utilizată cu precădere în cazul sistemelor logice pneumatice.

Într-o diagramă Karnaugh cîmpurile cu unități corespund termenilor canonici conjunctivi (TCC), iar cîmpurile cu zerouri corespund termenilor canonici disjunctivi (TCD) ai funcției. Doi TCC, respectiv doi TCD, plasați în cîmpuri vecine se pot alipi (grupa într-un modul), diagrama Karnaugh asigurînd adiacenta acestora. Grupîndu-se două cîmpuri adiacente se elimină o variabilă (cea care își schimbă valoarea la trecerea de la un cîmp la celălalt); grupîndu-se patru cîmpuri adiacente se elimină două variabile; grupîndu-se opt cîmpuri adiacente se elimină trei variabile etc. Pentru eliminarea unui număr de cît mai mare de argumente fictive trebuie deci să se grupeze un număr cît mai mare de cîmpuri adiacente. Un același cîmp (sau mai multe)

poate interveni în mai multe grupări, dar pentru ca implicanții corespunzători reunirilor să fie și *esențiali* este necesar ca fiecare grupare să aibă cel puțin un câmp propriu.

Minimizarea funcțiilor logice reprezentate sub FCD. Din cele expuse mai sus rezultă că simplificarea funcțiilor logice reprezentate sub FCD cu ajutorul diagramei Karnaugh se face pe baza următorului *algoritm*:

- 1° Se reprezintă funcția dată sub FCD în diagrama Karnaugh;
- 2° Se grupează câmpurile cu unități urmărindu-se să se obțină suprafețe maxime având un număr de câmpuri egal cu puteri ale lui 2;
- 3° Se scrie funcția sub formă disjunctivă minimă, corespunzătoare celei mai economice grupări, avându-se în vedere că un termen normal ocupă o zonă cu atât mai mare în diagramă, cu cât are mai puține variabile (rangul mai mic). Variabilele se iau ca atare dacă au valoarea 1, sau negate dacă au valoarea 0.

Exemplul 3.6. Să se minimizeze funcția de patru variabile dată sub FCD

$$f(x_1, x_2, x_3, x_4) = \bar{x}_1\bar{x}_2\bar{x}_3\bar{x}_4 + \bar{x}_1\bar{x}_2\bar{x}_3x_4 + \bar{x}_1\bar{x}_2x_3\bar{x}_4 + \bar{x}_1x_2x_3\bar{x}_4 + \bar{x}_1x_2x_3x_4 + \bar{x}_1x_2\bar{x}_3x_4 + x_1\bar{x}_2\bar{x}_3x_4 + x_1\bar{x}_2x_3\bar{x}_4 + x_1\bar{x}_2x_3x_4 + x_1x_2\bar{x}_3x_4 + x_1x_2x_3x_4$$

În fig. 3.8 este reprezentată diagrama Karnaugh corespunzătoare funcției. Grupând convenabil câmpurile cu unități (fig. 3.8, a) rezultă forma disjunctivă minimă

$$f(x_1, x_2, x_3, x_4) = \bar{x}_1\bar{x}_2\bar{x}_3 + \bar{x}_1x_3\bar{x}_4 + x_2x_4 + x_1x_4 + x_1\bar{x}_2x_3$$

Există uneori mai multe posibilități de grupare a câmpurilor rezultând mai multe forme minime. Astfel, pentru funcția considerată se poate face și reunirea prezentată în fig. 3.8, b rezultând

$$f(x_1, x_2, x_3, x_4) = \bar{x}_1\bar{x}_2\bar{x}_4 + \bar{x}_3x_4 + x_1x_4 + \bar{x}_1x_2x_3 + \bar{x}_2x_3\bar{x}_4$$

Din punct de vedere al formei minime ambele expresii sînt echivalente deoarece au, conform definiției, același număr de litere.

Minimizarea funcțiilor logice reprezentate sub FCC. Algoritmul de minimizare este în acest caz următorul:

- 1) Se reprezintă funcția dată sub FCC în diagrama Karnaugh;
- 2) Se grupează în diagramă câmpurile cu zerouri care sînt adiacente, urmărindu-se să se obțină suprafețe maxime având un număr de câmpuri egal cu puteri ale lui 2;
- 3) Se scrie funcția sub formă conjunctivă minimă, eliminîndu-se variabilele care își schimbă valoarea între câmpuri.

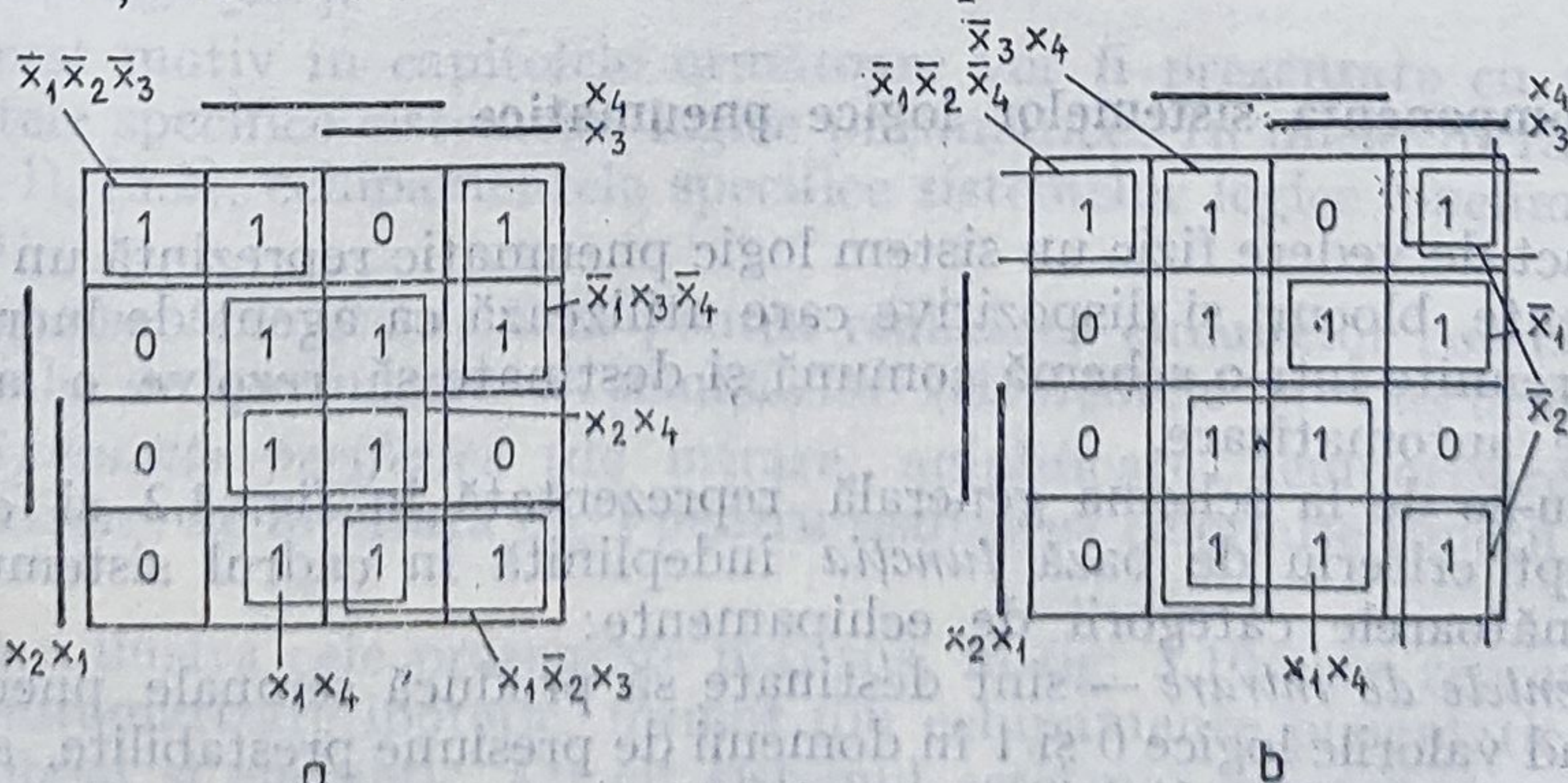


Fig. 3.8. Minimizarea funcției din exemplul 3.6. prin metoda diagramei de combinații KARNAUGH.

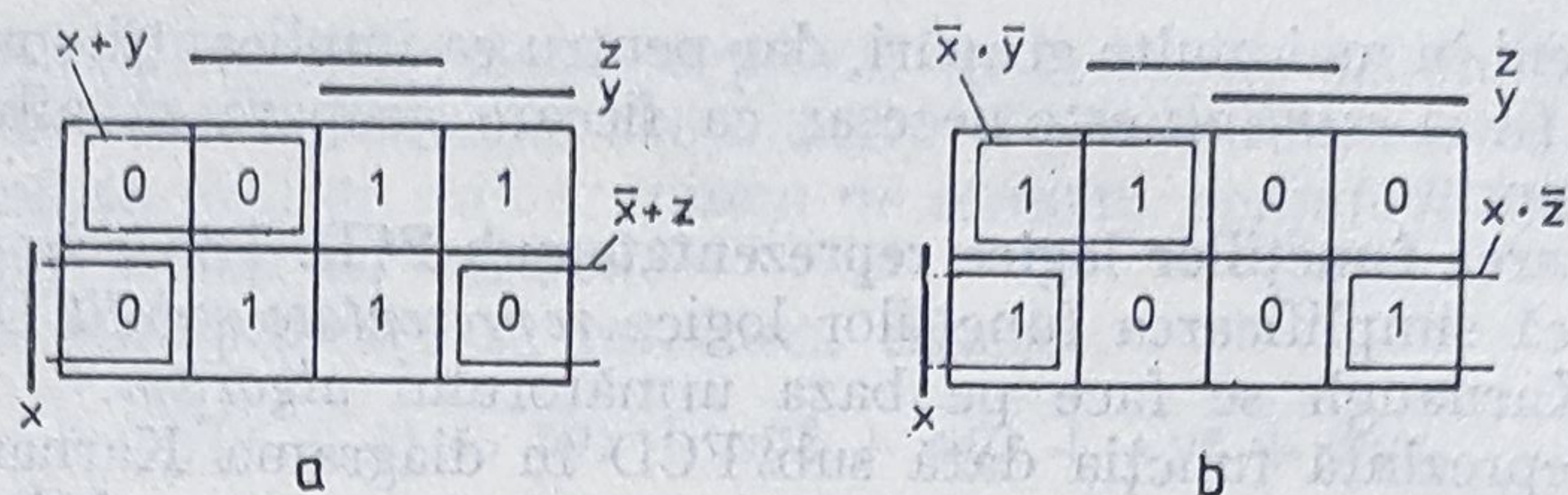


Fig. 3.9. Minimizarea funcției din exemplul 3.7 prin metoda diagramei KARNAUGH:
a—gruparea cîmpurilor adiacente pentru obținerea TCM; *b*—diagrama complementată și gruparea cîmpurilor pentru obținerea FDM.

Forma conjunctivă minimă este realizată cu termenii minimali disjunctivi corespunzători reuniunilor cîmpurilor adiacente cu zerouri. În acești termeni variabilele care au valoarea 0 se iau ca atare, iar cele care au valoarea 1 se iau negate.

Exemplul 3.7. Să se minimizeze prin metoda diagramei Karnaugh funcția de trei variabile, dată sub FCC

$$f(x, y, z) = (x + y + z) \cdot (x + y + \bar{z}) \cdot (\bar{x} + \bar{y} + z) \cdot (\bar{x} + y + z)$$

În fig. 3.9, *a* este reprezentată diagrama Karnaugh pentru funcția considerată. Grupîndu-se cîmpurile adiacente cu zerouri se obține următoarea expresie conjunctivă minimă

$$f(x, y, z) = (x + y) \cdot (\bar{x} + z)$$

Forma canonică minimă se poate obține și dacă se consideră negata funcției dată sub FCC (sau complementul \bar{f}). Diagrama funcției negate se obține înlocuindu-se în diagrama din fig. 3.9, *a*, 0 cu 1 și invers (fig. 3.9, *b*). Aplicîndu-se diagramei complementate algoritmul pentru FCD se obține forma disjunctivă minimă pentru funcția negată

$$\bar{f}(x, y, z) = \bar{x} \cdot \bar{y} + x \cdot \bar{z}$$

Negîndu-se expresia obținută rezultă

$$f(x, y, z) = \overline{\bar{x} \cdot \bar{y} + x \cdot \bar{z}} = \overline{\bar{x} \cdot \bar{y}} \cdot \overline{x \cdot \bar{z}} = (x + y) \cdot (\bar{x} + z)$$

3.1.4. Componenta sistemelor logice pneumatice

Din punct de vedere fizic un sistem logic pneumatic reprezintă un ansamblu de elemente, blocuri și dispozitive care utilizează ca agent de lucru aerul comprimat, reunite într-o schemă comună și destinate să rezolve o anumită problemă de automatizare.

Pornindu-se de la schema generală reprezentată în fig. 3.2 și considerîndu-se drept criteriu de bază funcția îndeplinită în cadrul sistemului, se definesc următoarele categorii de echipamente:

- *elementele de intrare* — sînt destinate să producă semnale pneumatice discrete avînd valorile logice 0 și 1 în domenii de presiune prestabilite, semnale care definesc starea instalației automatizate și sînt acceptate și prelucrate de către circuitul logic;

• *elementele și blocurile logice pneumatice* — reprezintă partea de bază hardware a circuitelor logice pneumatice și sînt destinate să materializeze funcțiile logice prin care semnalele de intrare sînt prelucrate și transformate într-un set de semnale de ieșire care comandă trecerea la următoarea secvență de funcționare;

• *releele de timp* — au rolul de a produce anumite întârzieri (temporizări de durate prestabilite) în transmiterea semnalelor de intrare sau ieșire, sau de a transforma un semnal continuu într-un impuls unic de durată prestabilită sau într-un tren de impulsuri;

• *dispozitivele de programare* (programatoarele) — sînt blocuri funcționale care produc seturi de semnale (utilizate drept semnale de intrare sau direct ca semnale de ieșire, în schemele simple) după un anumit *program* materializat de un suport mecanic (tambur cu came, disc, cartelă sau bandă perforată etc.);

• *amplificatoarele de semnal* — sînt utilizate pentru amplificarea semnalelor pneumatice de joasă presiune;

• *elementele de distribuție* (distribuitoarele) — reprezintă interfața între partea de comandă (prelucrare) și partea de forță (acționare) a sistemului;

• *elementele de execuție* (motoarele liniare sau rotative) — realizează transformarea energiei pneumatice în lucru mecanic;

• *elementele de avertizare* — generează semnale acustice sau vizuale prin care operatorul este informat despre starea sistemului sau despre depășirea anumitor limite prestabilite;

• *convertoarele pneumoelectrice* — transformă semnalele pneumatice de ieșire în semnale electrice discrete;

• *elementele auxiliare* — sînt elementele pentru pregătirea aerului instrumental (filtre, regulatoare de presiune, ungătoare), conductele și tuburile de legătură, racordurile, plăcile de bază etc.

Toate aceste tipuri de elemente se realizează într-o mare varietate constructiv-funcțională. Specifice pentru sistemele logice pneumatice sînt în special elementele și blocurile logice, precum și unele elemente de interfață miniaturale (de intrare, amplificare, avertizare etc.), în timp ce elementele de distribuție, de execuție și auxiliare sînt echipamente specifice *acționărilor pneumatice* [3.8], [3.7].

Din acest motiv în capitolele următoare vor fi prezentate cu precădere echipamentele specifice sistemelor logice pneumatice. În unele lucrări de specialitate [3.1], [3.2], echipamentele specifice sistemelor logice pneumatice sînt grupate în:

— *echipamente logice de bază* pentru realizarea circuitelor combinaționale și secvențiale de prelucrare a semnalelor (elementele și blocurile logice);

— *echipamente periferice* (de intrare, amplificare, temporizare, programare, avertizare, de interfață etc.) pentru realizarea celorlalte funcții în cadrul sistemului.

Pentru a ilustra cele prezentate mai sus, în fig. 3.10 este reprezentat un sistem de automatizare ipotetic, format din echipamente pneumatice *compatibile* funcțional și energetic. Cu cît sistemul este mai omogen din punct de vedere energetic, cu atît numărul de elemente de interfață este mai redus, deci complexitatea sistemului se reduce, costul este mai scăzut și, ceea ce este mai important, siguranța în funcționare și fiabilitatea cresc.

INTRARE

PRELUCRARE

ACTIONARE

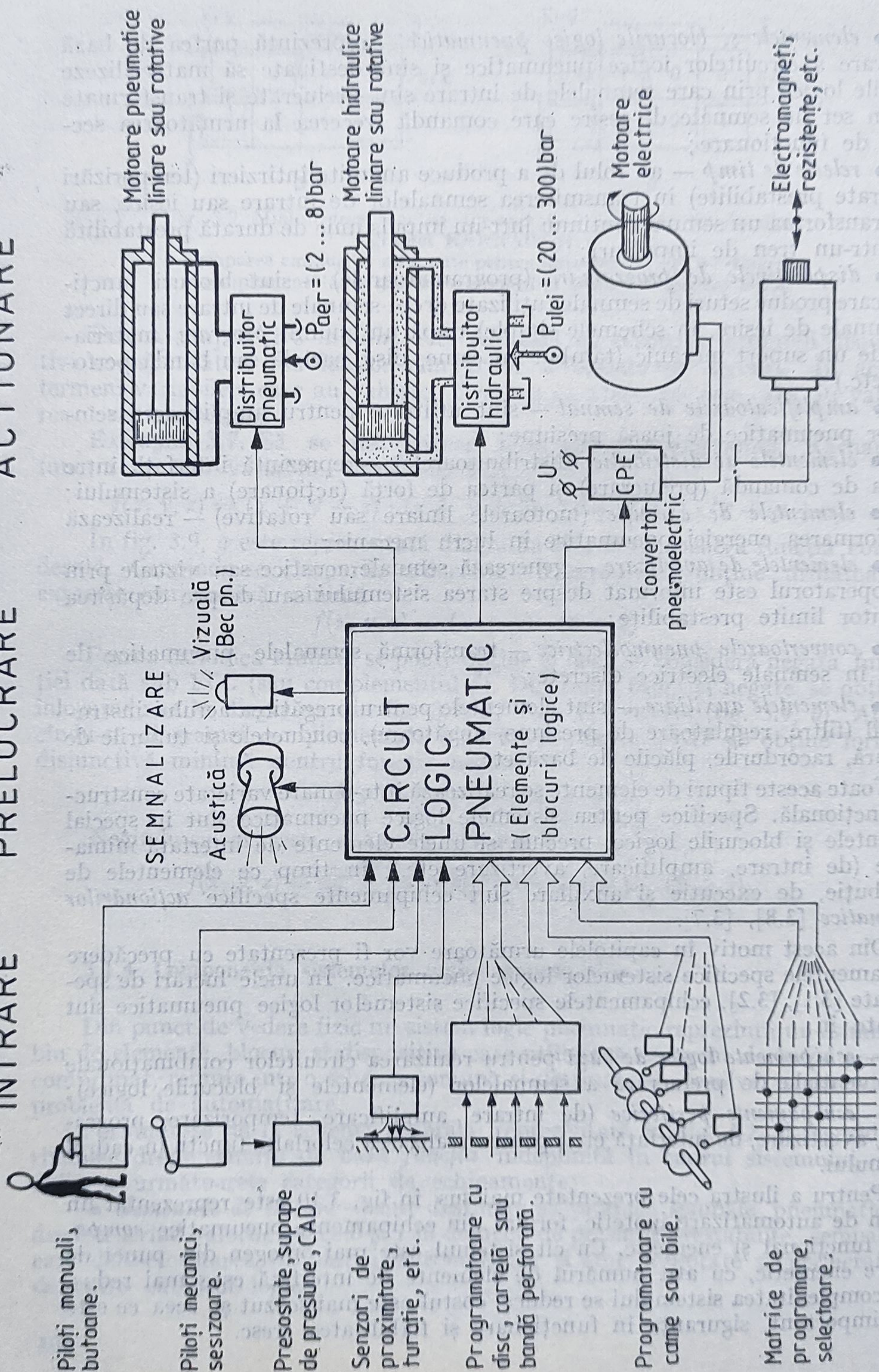


Fig. 3.10, Structura unui sistem de automatizare ipotetic format din elemente compatibile,

3.2. Elemente de intrare, amplificare și transformare a semnalelor pneumatice

Aceste elemente îndeplinesc funcții diferite în cadrul sistemului, dar din punct de vedere constructiv prezintă multe asemănări, în special atunci când aparțin unui sistem comun, realizat într-o concepție modulară unitară.

Pentru a evidenția principiile de funcționare comune și modul în care aceste elemente se completează reciproc, ele sînt prezentate în cadrul aceluiași capitol.

3.2.1. Elemente de intrare

În categoria elementelor de intrare pneumatice sînt grupate toate elementele *unisemnal* care furnizează informații privind starea instalației automatizate sau comenzile operatorului, sub formă de semnale pneumatice discrete (impulsuri de presiune).

Schema de principiu a unui element de intrare este reprezentată în fig. 3.11, în care a este mărimea sesizată (semnalul de intrare sau de comandă, discret sau analogic) de orice natură fizică, iar x este semnalul pneumatic discret, avînd valoarea logică 1 egală cu presiunea de alimentare și valoarea logică 0 egală cu presiunea atmosferică.

Clasificarea elementelor de intrare, după diferite criterii, este prezentată în tabelul 3.6.

Avînd în vedere larga varietate de senzori electrici (inductivi, capacitivi, piezoelectrici, tensoelectrici etc.) disponibili astăzi, în principiu, orice mărime fizică poate fi transformată într-un semnal logic pneumatic prin intermediul convertoarelor electro-pneumatice. Cu toate acestea, conversia electro-pneumatică se utilizează numai în aplicații speciale, în care, din motive bine întemeiate, sistemele logice electrice sau electronice nu pot fi folosite.

3.2.1.1. Elemente de intrare de tip M-P

Cele mai răspîndite elemente de intrare pentru sistemele logice pneumatice sînt cele cu *comandă manuală sau mecanică*, denumite în cadrul prezentei lucrări și *elemente de tip M-P*.

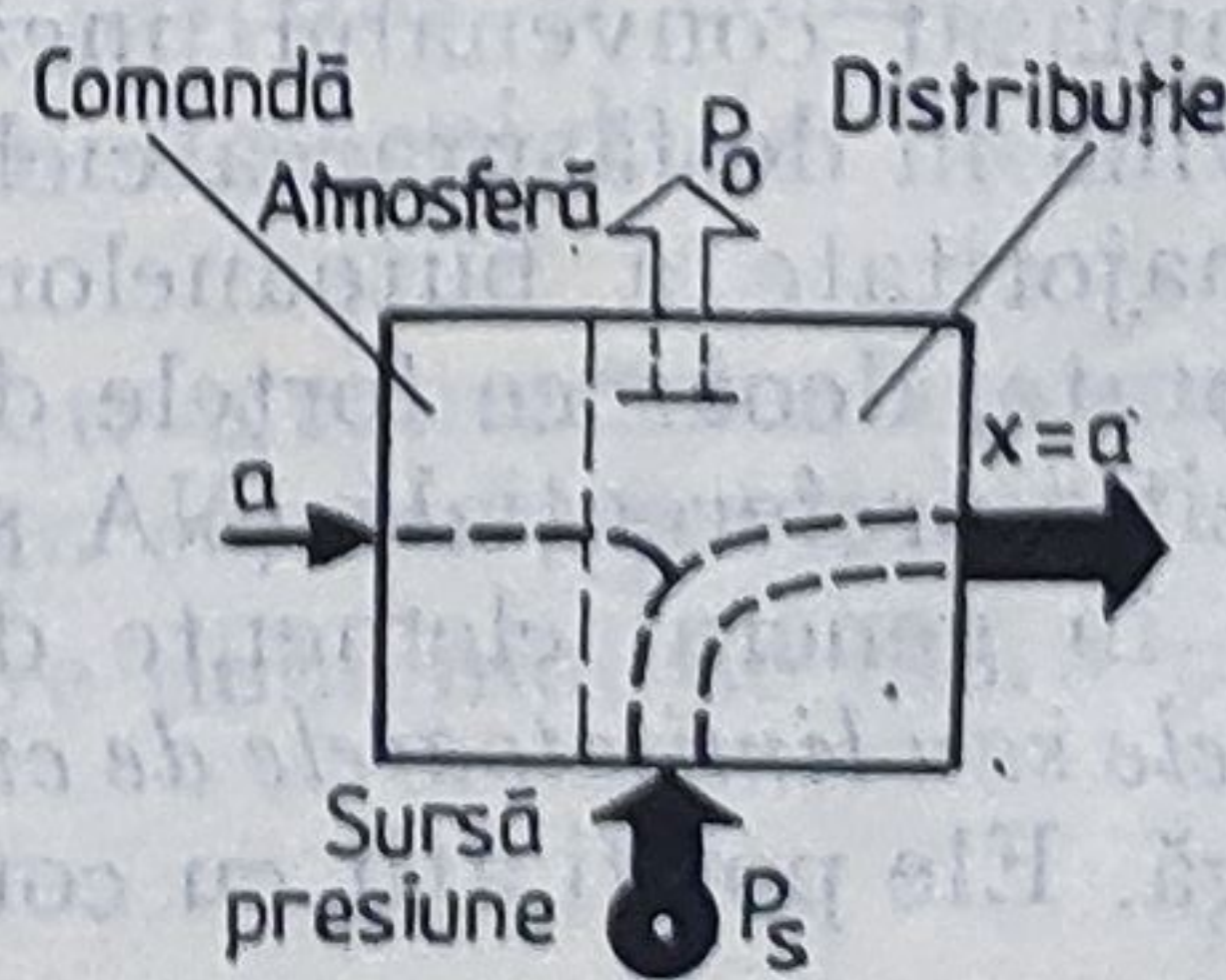


Fig. 3.11. Schema de principiu a unui element de intrare.

Tabelul 3.6

Clasificarea elementelor de intrare pneumatice

Criteriul	Variante funcționale	Denumiri
Tipul comenzii sau mărimea sesizată	manuală	piloți, butoane pneumatice
	mecanică	sesizoare de cursă, cu și fără contact mecanic, microlimitatoare, senzori de prezență și de proximitate
	pneumatică	convertoare analogic — digitale, presostate, manostate, vacuumstate, supape de presiune
	electrică	convertoare electro-pneumatice piloți electromagnetici
	viteză unghiulară (turație)	senzori de turație
	altă mărime fizică (temperatură, nivel, debit, zgomot, etc.)	senzori, detectoare
Tipul distribuției	statică (fără piese în mișcare)	senzori fluidici cu contrapresiune, cu jeturi, etc.
	dinamică (cu piese mobile)	microdistribuitoare cu supape sau cu sertar de translație
Tipul pozițiilor de funcționare	cu o poziție preferențială: — presiunea închisă și consumatorul la atmosferă; — atmosfera închisă și consumatorul la presiune	— normal atmosferă (NA) (identitate) — normal presiune (NP) (inversiune sau negație)
	fără poziție preferențială (cu poziție reținută)	cu memorie mecanică sau pneumatică
Modul în care comanda acționează asupra distribuției	cu acțiune directă	nepilotate
	cu acțiune indirectă prin intermediul unui circuit de pilotare (amplificare)	pilotate
Nivelul semnalului logic 1	de joasă presiune (0,1... 1) bar	fluidice
	de medie presiune (1... 2,5) bar	pneumatice
	de înaltă presiune (1... 8) bar	pneumatice

Butoanele pneumatice sînt montate în mod obișnuit pe un pupitru de comandă amplasat convenabil lângă operator și permit acestuia să inițieze sau să intervină în desfășurarea ciclului de funcționare atunci cînd este necesar. Marea majoritate a butoanelor pneumatice sînt realizate cu piese mobile și sînt nepilotate, deoarece forțele de comutare sînt relativ mici. Ele se realizează cu poziție preferențială (NA sau NP) sau cu memorie (de obicei mecanică) și sînt în general elemente de înaltă presiune.

Sesizoarele sau limitatoarele de cursă se realizează într-o varietate constructivă mai largă. Ele pot fi atît cu contact mecanic (acționate de prin came sau

alte părți mecanice), cît și fără contact mecanic, cu acțiune directă sau indirectă (pilotate), de joasă sau de înaltă presiune.

O categorie specială de elemente de intrare de tip M-P o formează *senzorii de prezență și de proximitate*, utilizați pentru detectarea pieselor în mișcare, pieselor cu rigiditate scăzută sau cu temperaturi ridicate, nivelului lichidelor etc. Aceste elemente lucrează în general cu presiuni joase, de aceea pentru cuplarea lor la sistemele logice de presiune medie sau înaltă este necesar un etaj de amplificare.

Elemente M-P cu piese mobile. Între butoanele și sesizoarele de cursă pneumatice cu piese mobile sînt deosebiri constructive nesemnificative. Ele sînt, de fapt, microdistribuitoare pneumatice cu două poziții de funcționare și trei orificii (3/2), cu sau fără poziție preferențială, avînd diametre nominale cuprinse între 2 și 4 mm ($D_N = 2 \dots 4$ mm).

Din punct de vedere constructiv, distribuția se realizează cu supape (de obicei plane), cu plunjer și supape, sau cu sertare cilindrice de translație. Aceste variante, împreună cu simbolurile și modalitățile de acționare, sînt prezentate în tabelul 3.7.

Elementele cu supape sînt mai simple și mai ușor de realizat, au curse mai mici, dar prezintă dezavantajul că la trecerea de pe o poziție pe alta toate orificiile comunică între ele (centrul deschis), ceea ce poate produce anumite fluctuații în funcționarea sistemului. Acest dezavantaj este înlăturat prin utilizarea sertarului de translație și parțial (în variata NA), la elementele cu plunjer și supape.

În țara noastră sînt tipizate și produse în serie butoane și sesizoare pneumatice cu membrane și supape (tip SEFRO, $D_N = 2,5$ mm, $p_N = 1,4$ bar) cu plunjer și supape ($D_N = 2,5$ mm, $p = 0 \dots 8$ bar) și cu sertar ($D_N = 2$ mm, $p = 0 \dots 8$ bar).

Elemente M-P fără piese mobile (fluidice). În această categorie intră *senzorii de prezență și de proximitate*, realizați pe diferite principii (tabelul 3.8).

Principiul camerei de trecere sau divizorului de presiune este bine cunoscut și frecvent utilizat în construcția aparatelor pneumatice (analogice) pentru măsurarea precisă a dimensiunilor geometrice, în construcția preamplificatoarelor și etajelor de pilotare etc.

Presiunea în camera de trecere este funcție de raportul presiunilor intrare-ieșire și de raportul secțiunilor de curgere. Deoarece duza de ieșire are diametrul mai mare decît cea de intrare ($D > d$), presiunea în cameră este apropiată de cea atmosferică. Dacă un obiect obturează duza de ieșire, presiunea în cameră crește apropiindu-se de valoarea presiunii de alimentare.

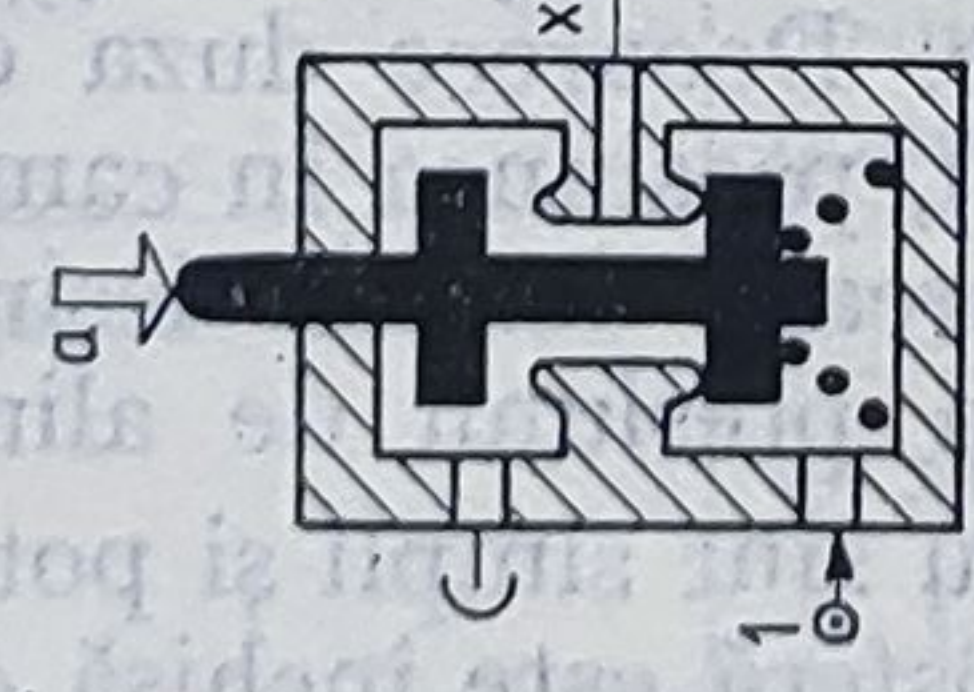
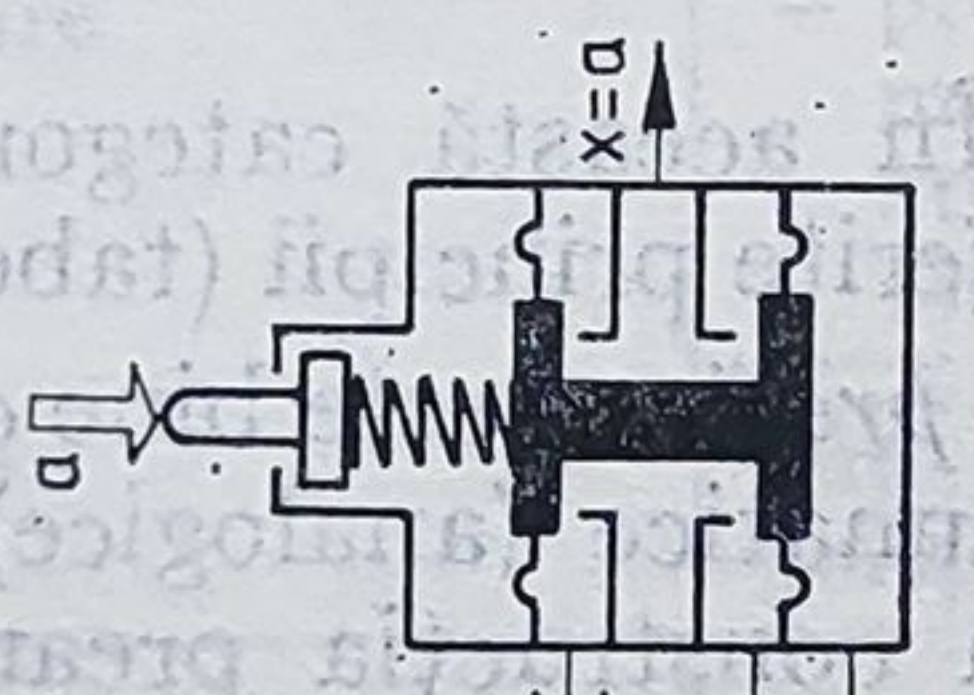
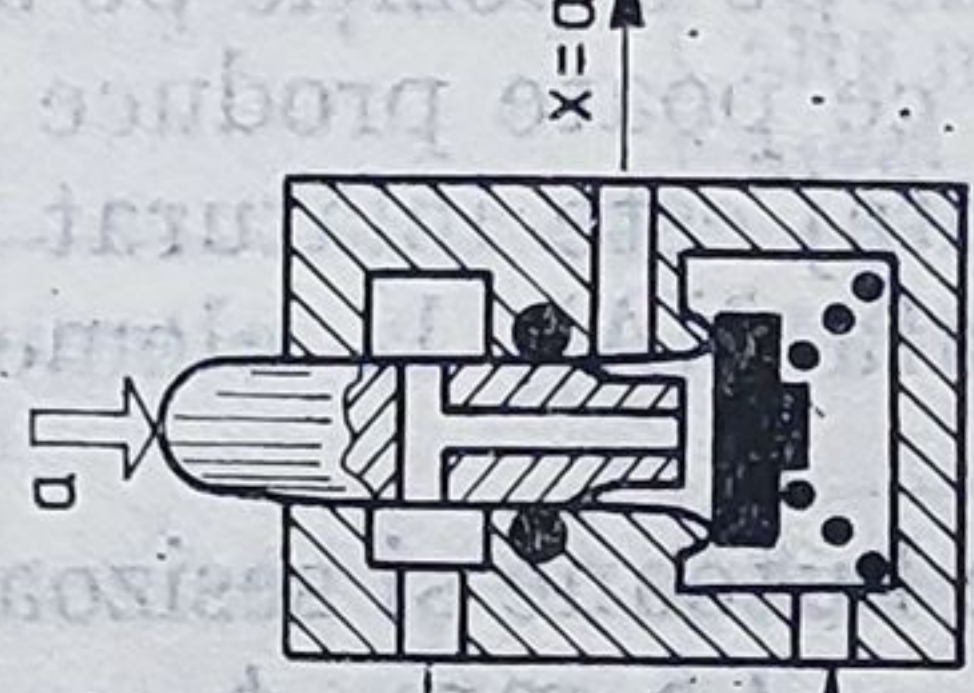
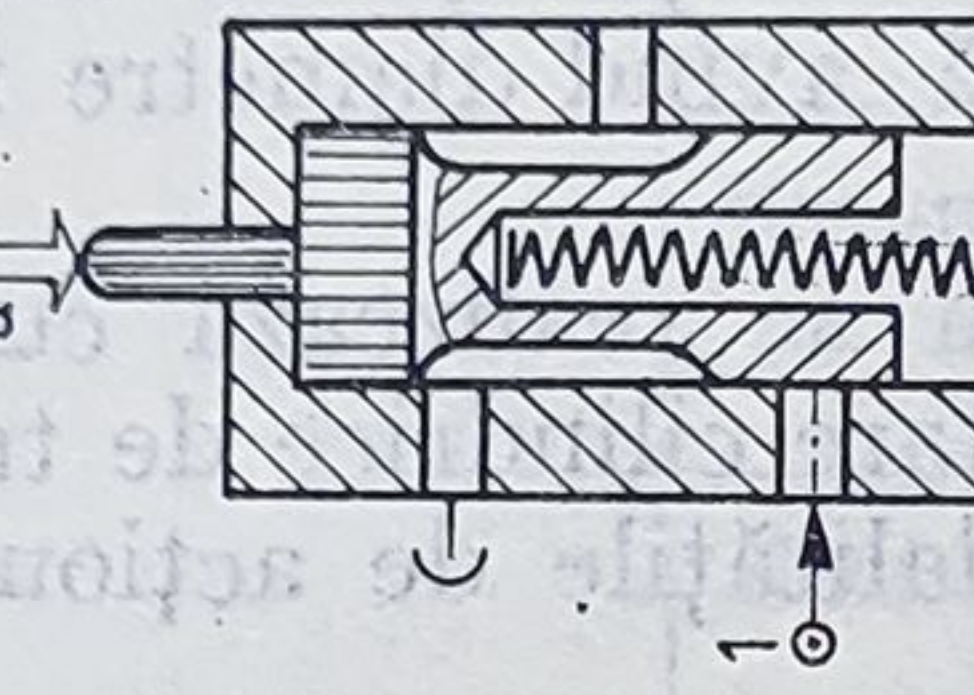
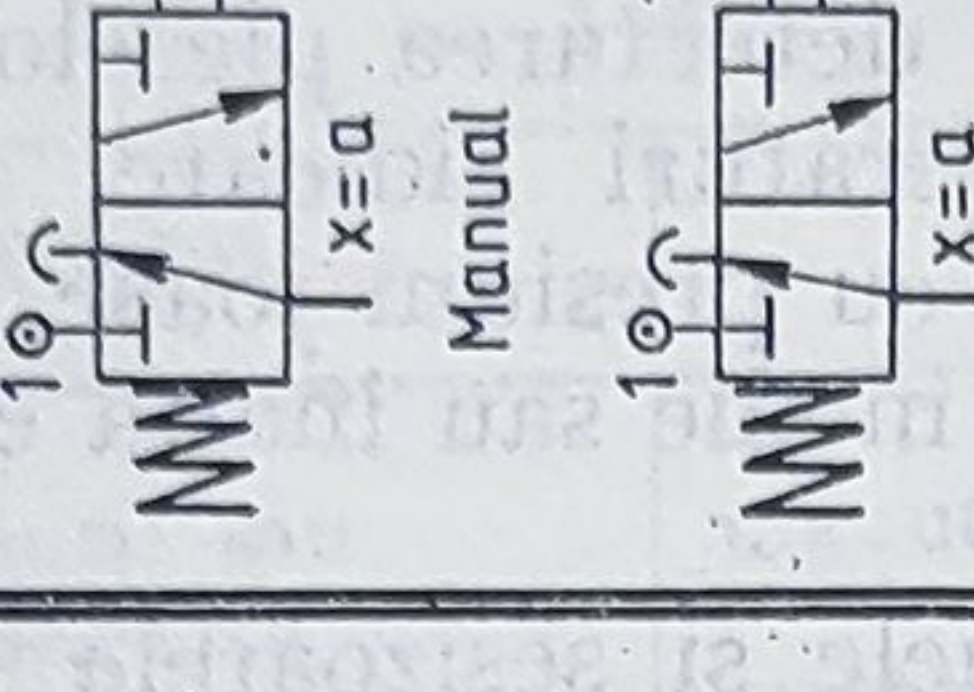
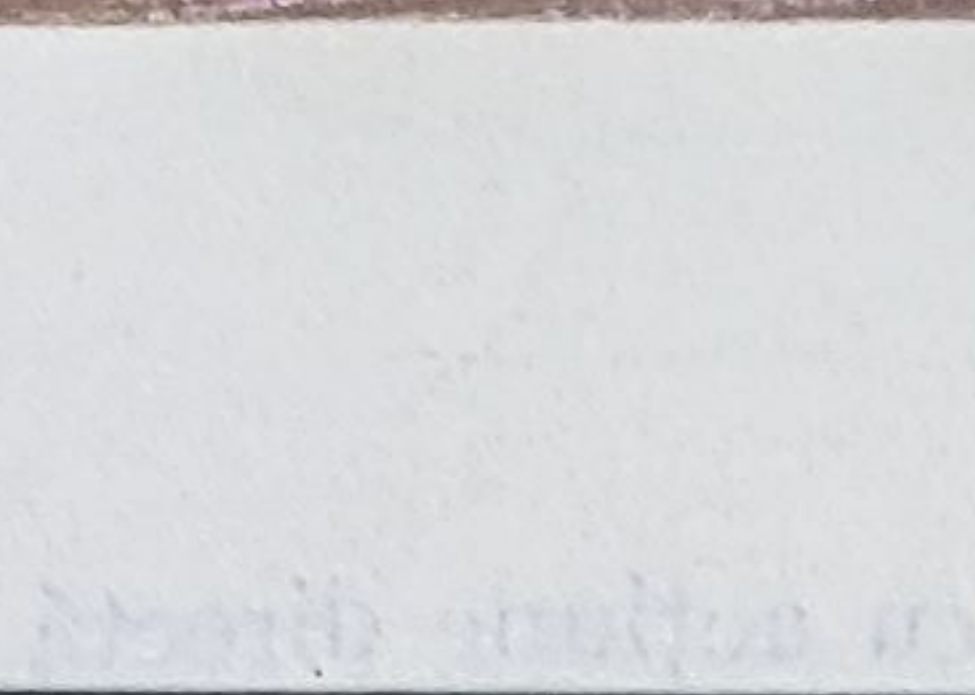
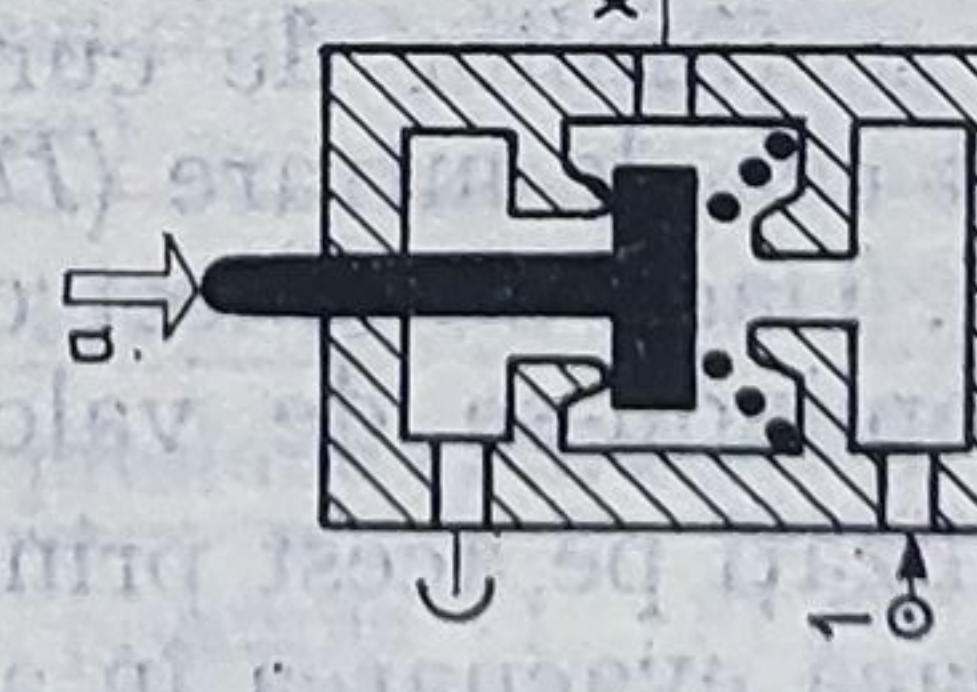
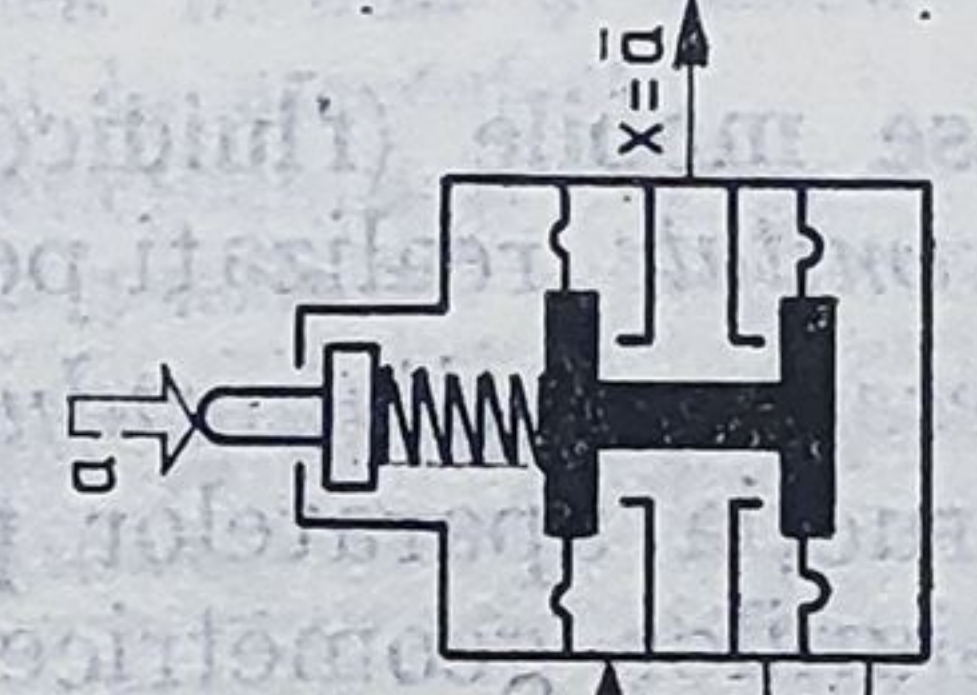
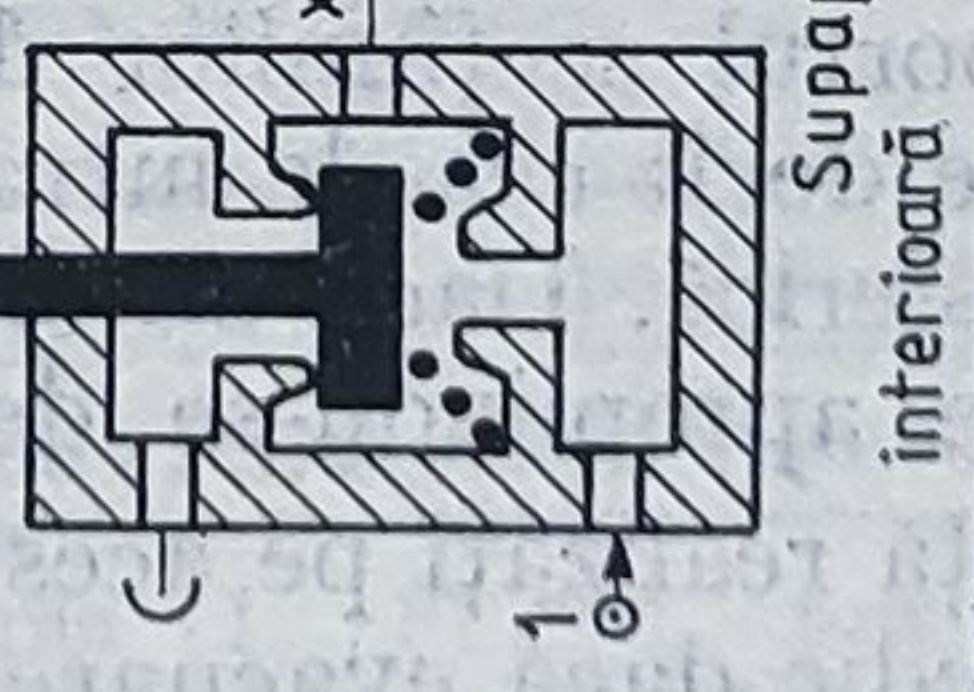
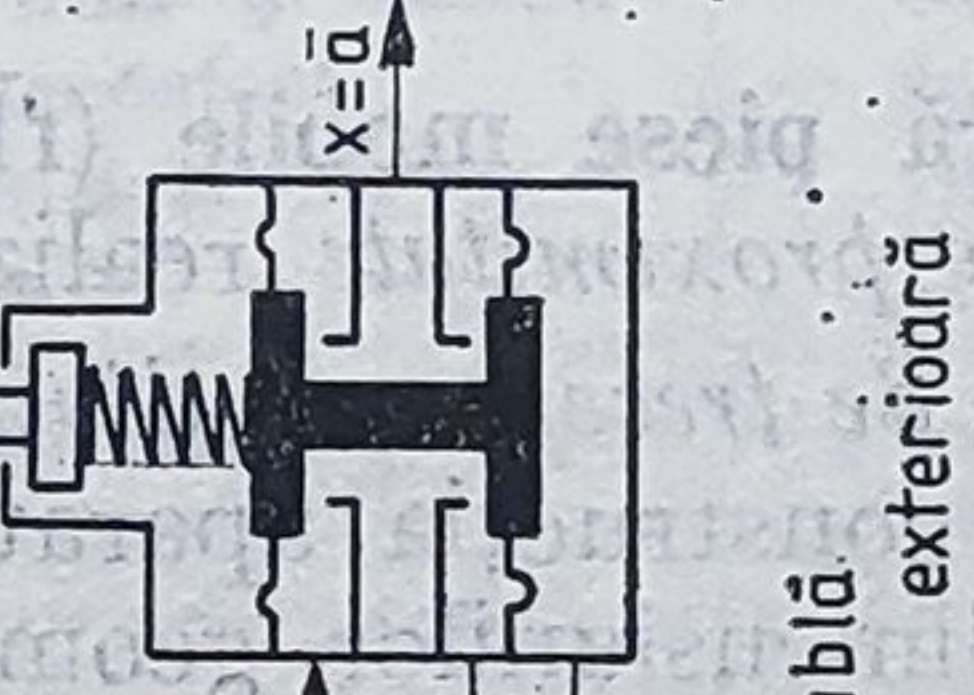
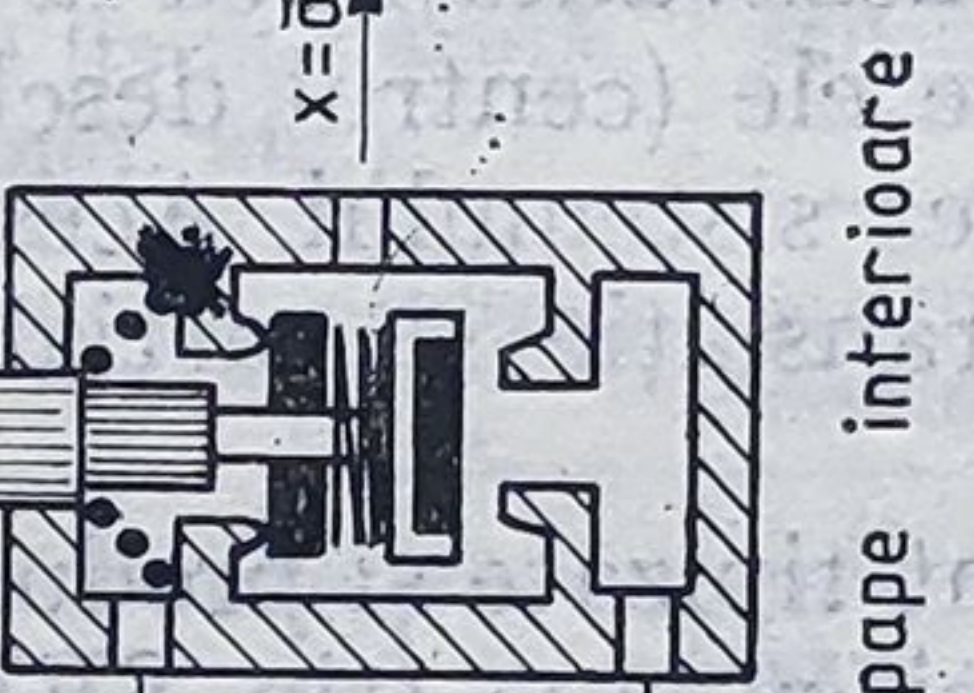
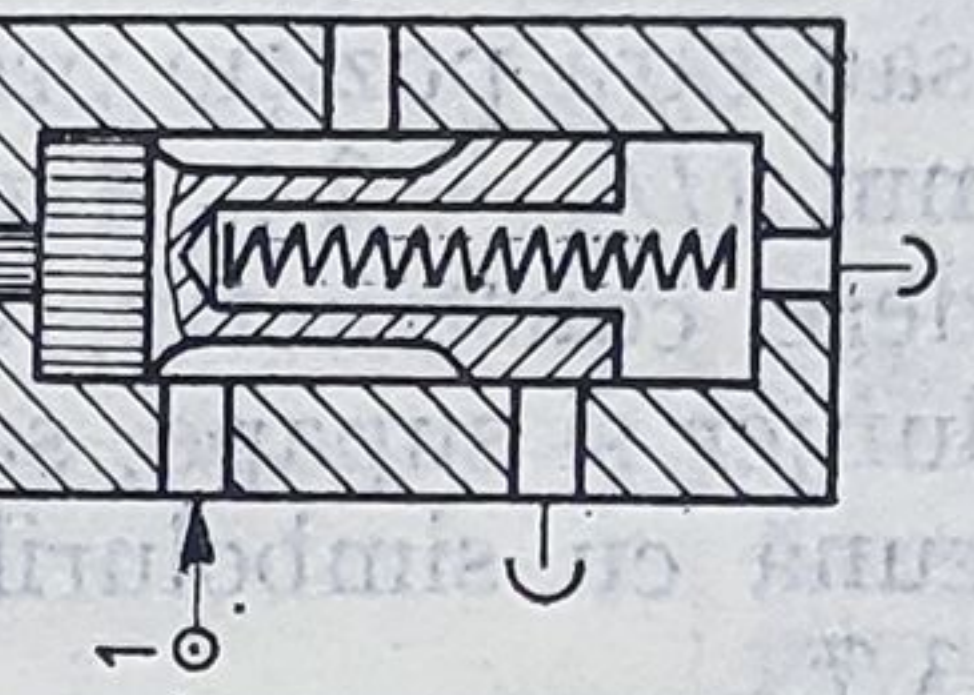
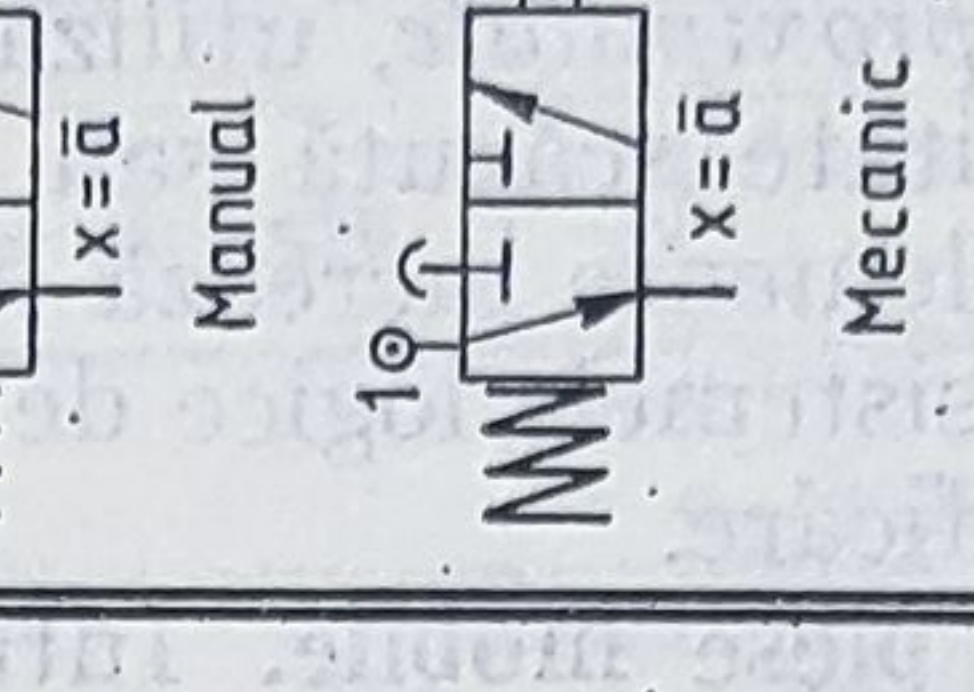
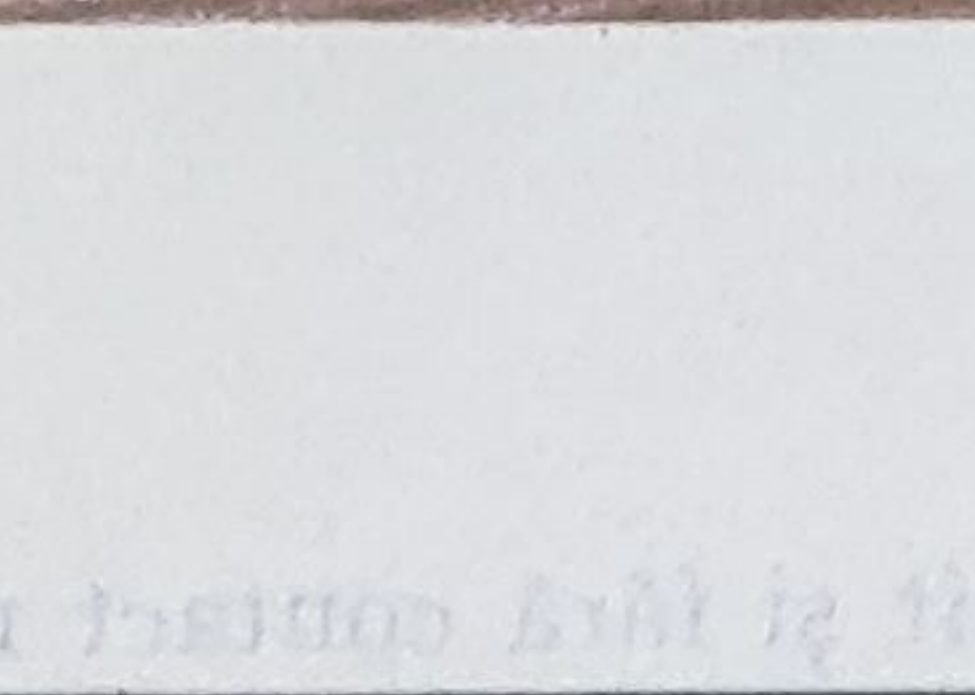
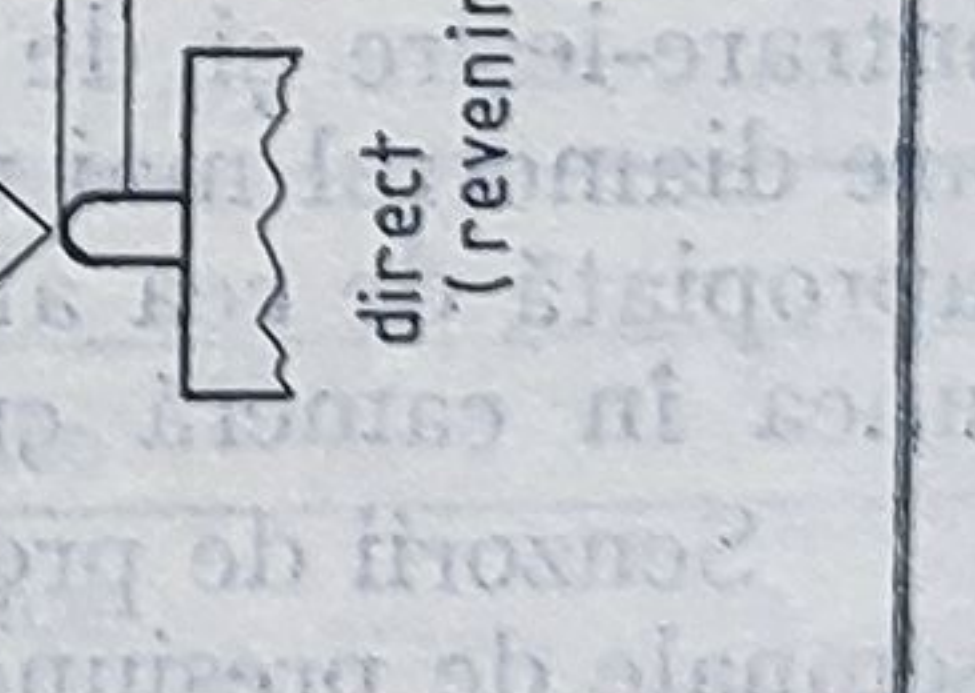
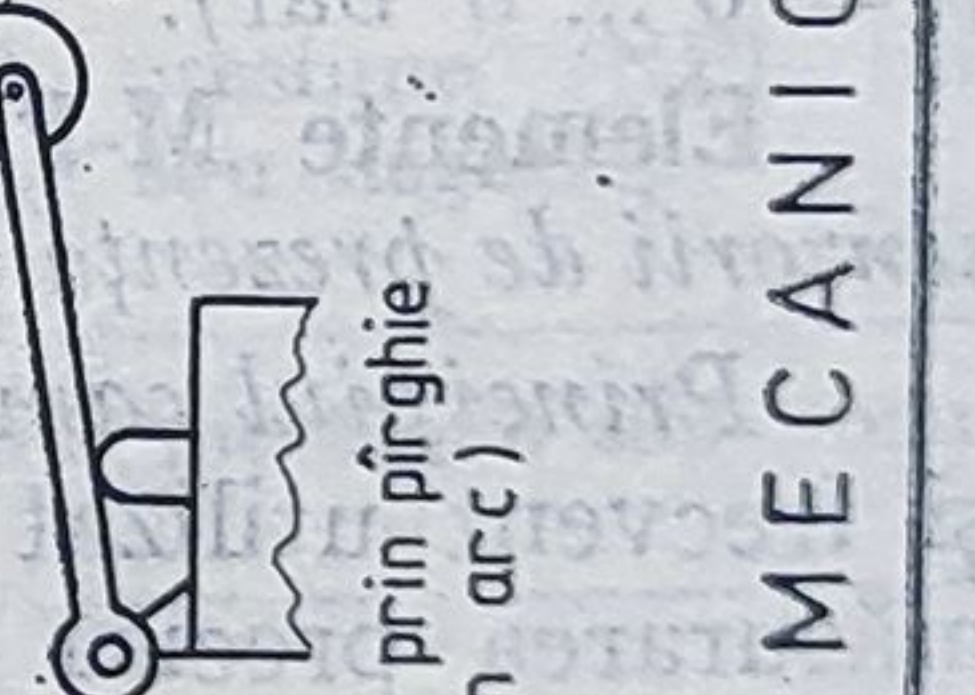
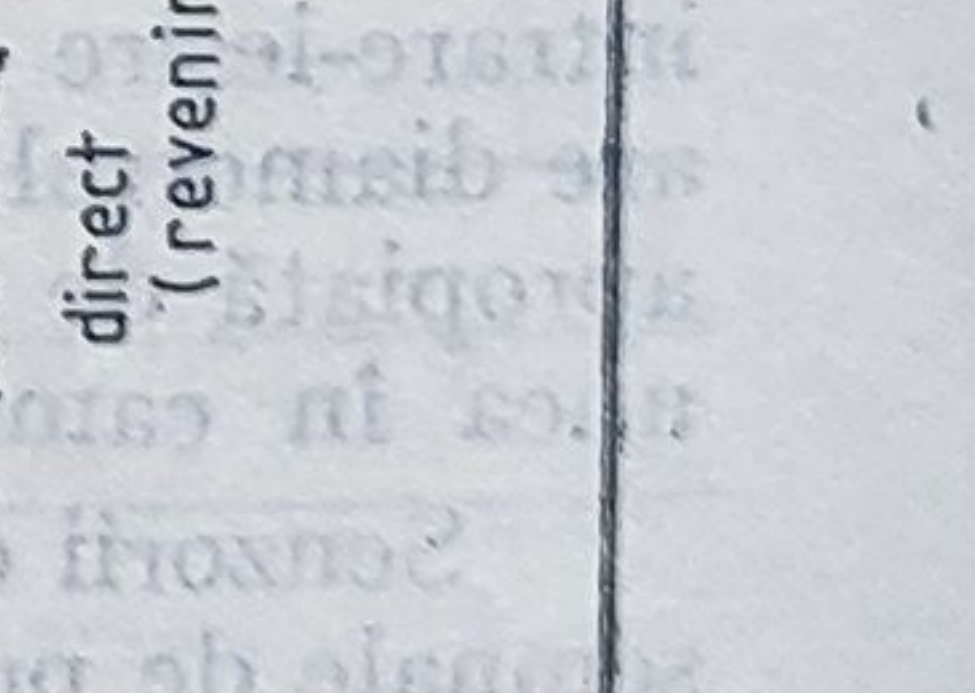
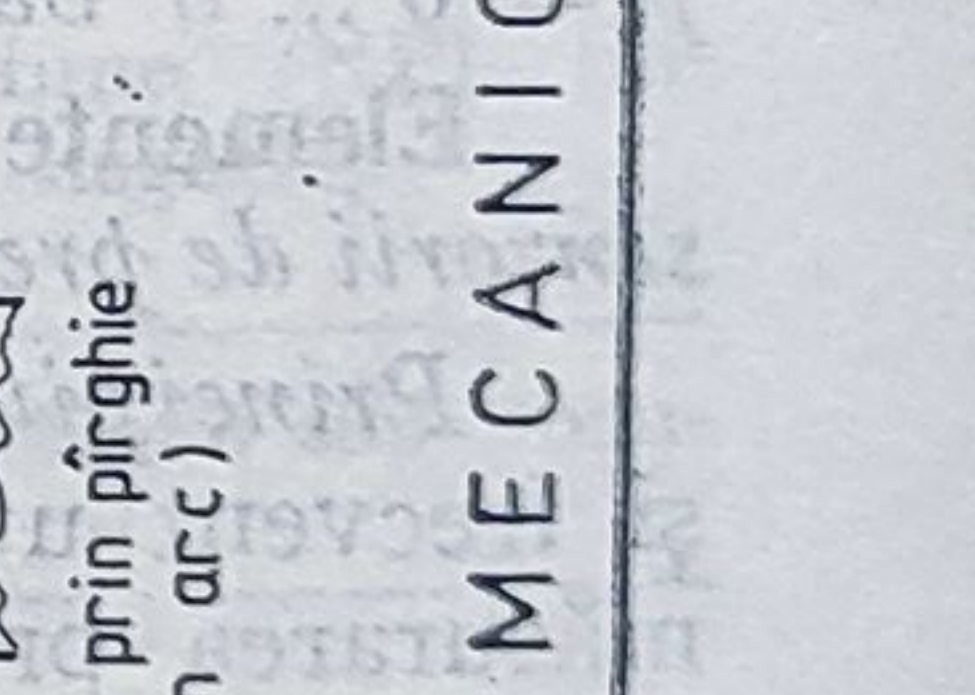
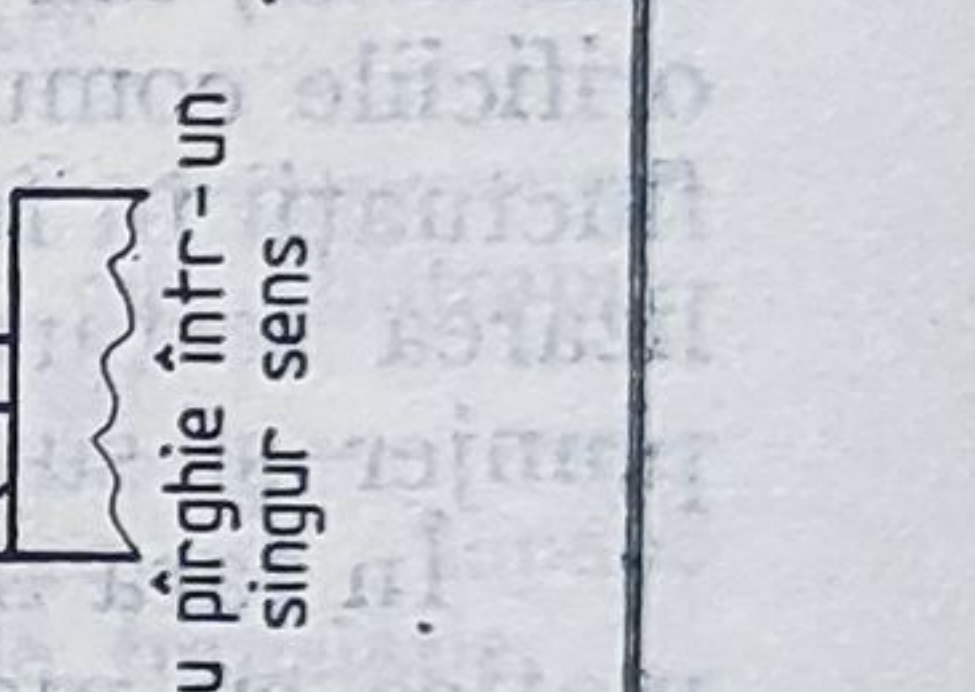
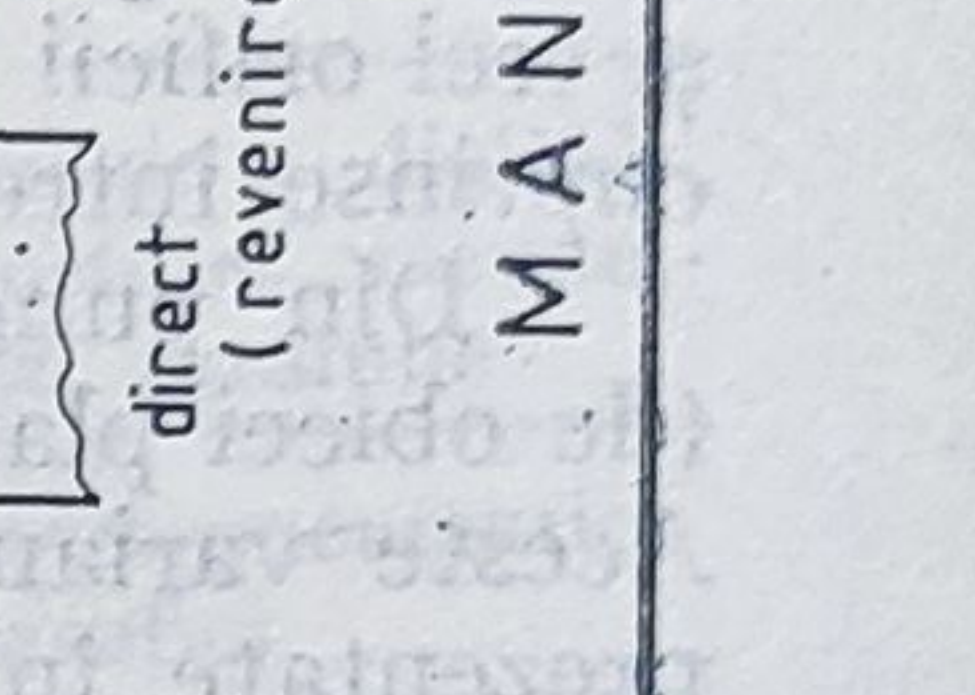
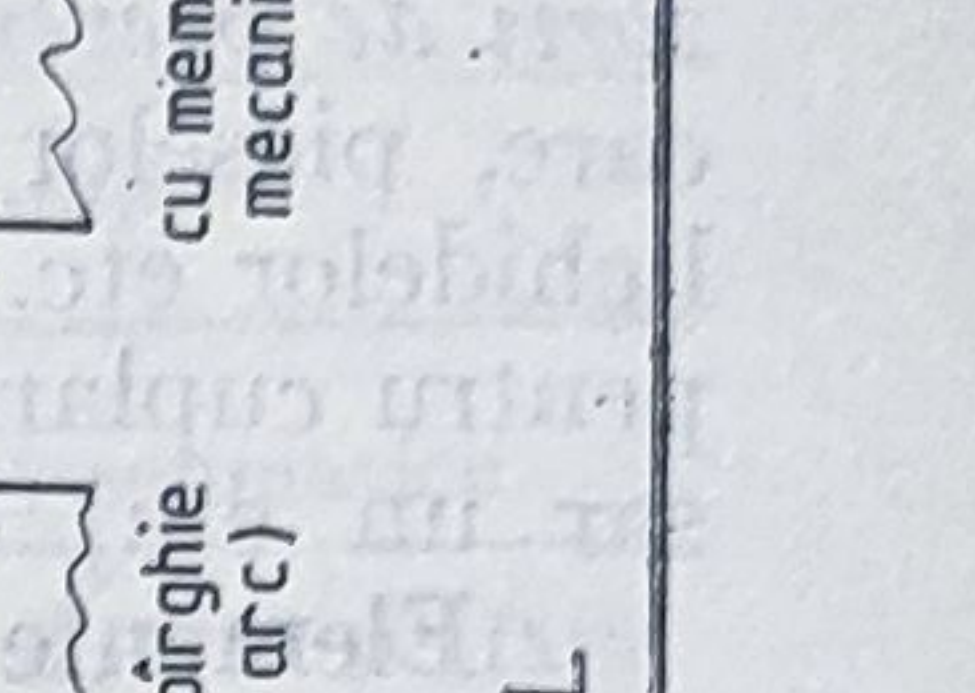
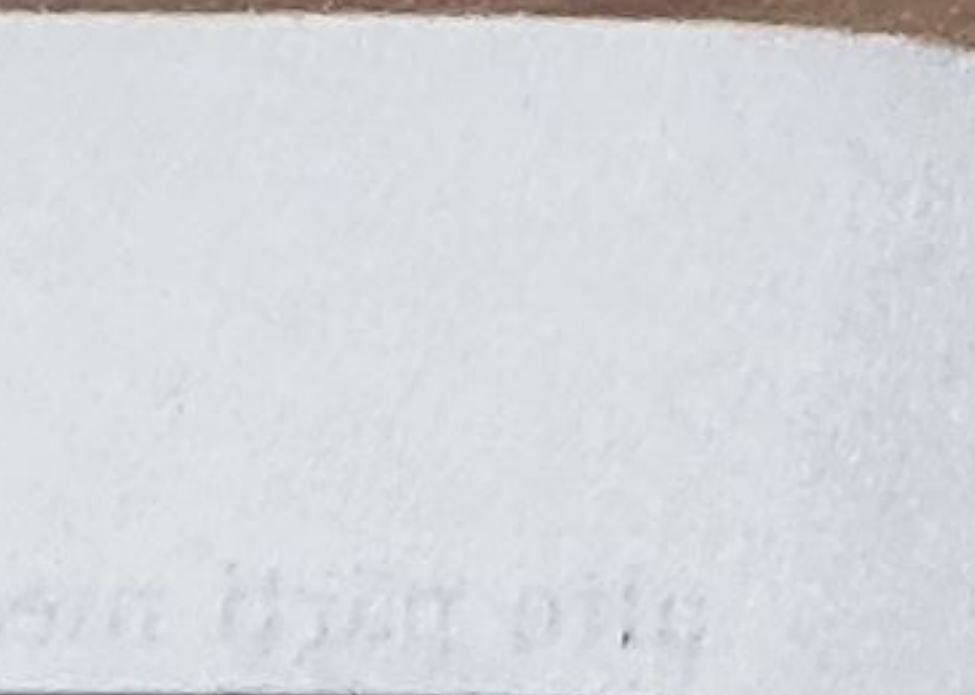
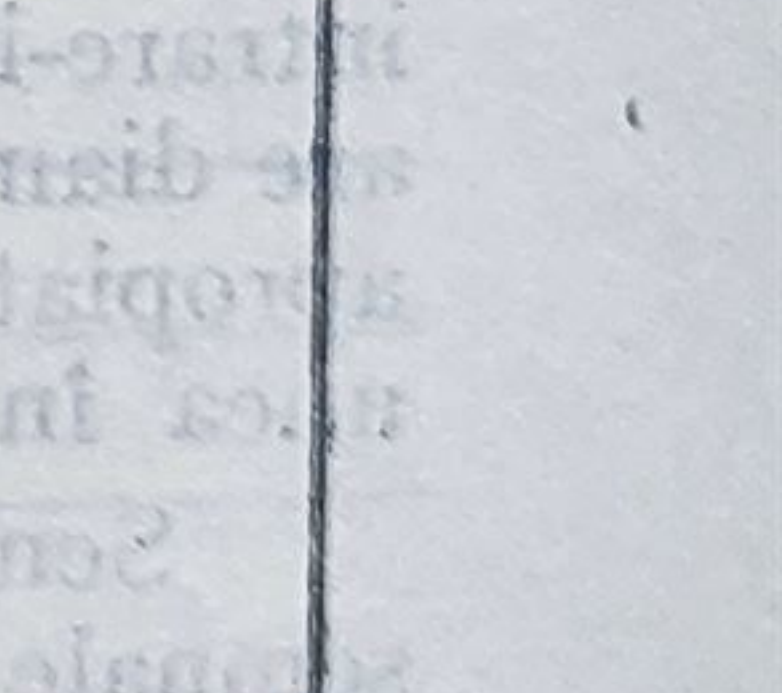
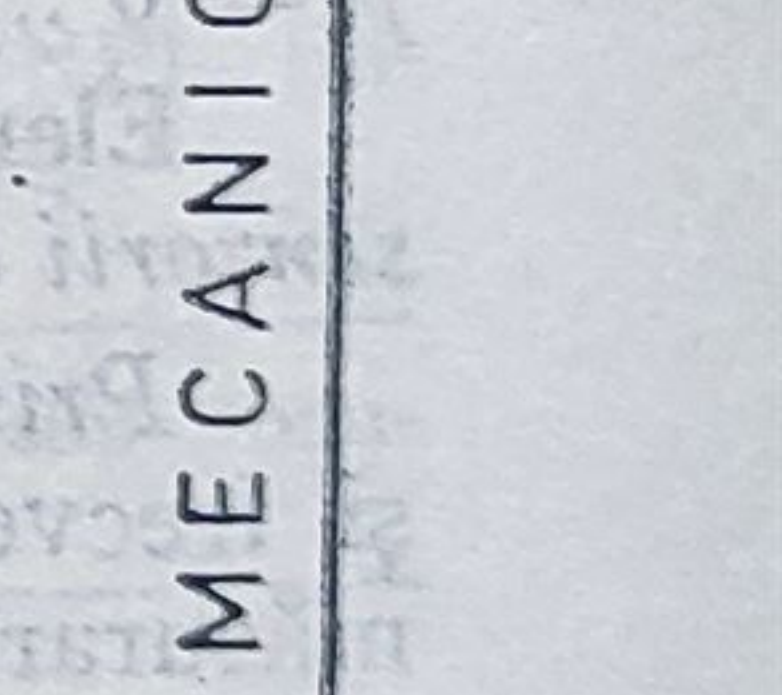
Senzorii de prezență realizați pe acest principiu sînt simpli și pot furniza semnale de presiune medie dacă evacuarea în atmosferă este închisă complet. Acest lucru este deosebit de important, deoarece permite cuplarea directă a senzorilor de intrare la sistemul logic fără elemente de amplificare intermediare, care inerent măresc timpul de răspuns și consumul de aer.

Dezavantajul lor principal constă în domeniul de lucru (de detecție) limitat, sub 0,5 mm.

Senzorii cu jet reflectat sînt formați dintr-o cameră inelară cuplată la sursa de presiune și un orificiu receptor plasat în centrul ajutorului inelar de ieșire.

Printr-o dimensionare corespunzătoare domeniul de lucru poate fi mărit astfel pînă la (5...6) mm.

Tabelul 3.7

Tipul distribuției preferențială	Cu supape acționate simultan	Cu plunjer și supape acționate succesiv	Cu sertar cilindric	Simboluri
Normal atmosferă (NA) sau normal închis (NI) IDENTITATE DA	 	 	 	 
Normal presiune (NP) sau normal deschis (ND) INVERSIUNE NU	 	 	 	 
Modalități de acționare mecanică sau manuală	 	 	 	 

MANUAL

MECANIC

Tabelul 3.8

SENZORI FLUIDICI DE PREZENȚĂ ȘI DE PROXIMITATE

Principiul de funcționare	Schema constructiv-funcțională	Simbolul
<p>Cu cameră de trecere sau cu contrapresiune (back-pressure)</p> <p>Senzor de prezență</p>		
<p>Cu cameră inelară și jet reflectat (reflected jet)</p> <p>Senzor de proximitate</p>		
<p>Cu cameră vortex și jet reflectat (vortex chamber)</p> <p>Senzor de proximitate</p>		
<p>Cu jet interruptibil (interruptible jet)</p> <p>Senzor de prezență</p>		
<p>Cu contrajet interruptibil (opposed interruptible jet)</p> <p>Senzor de prezență</p>		

Senzorii cu cameră vortex au de asemenea un ajutor inelar de ieșire, dar prin curgerea în spirală domeniul de lucru crește pînă la (12...14) mm. Senzorii cu cameră inelară sau cameră vortex sînt în practică denumiți și *senzori de proximitate*. Majoritatea acestor senzori sînt cu cameră inelară, deoarece au o construcție mai simplă.

Senzorii cu jet interuptibil (emitor-receptor) sînt formați dintr-un tub emitor conectat permanent la sursa de presiune și o duză receptoare care primește o parte din jetul de aer. Obișnuit jetul este turbulent, deoarece condițiile pentru realizarea unui regim laminar (presiune mică de alimentare, raport l/d mare) sînt dificil de îndeplinit. Semnalul receptat dispare dacă un obiect este prezent între duze, deci senzorul realizează funcția logică negație. Distanța între duze poate fi mărită pînă la (50...60) mm.

În contrast cu tipurile anterioare, senzorii emitor-colector prezintă dezavantajul că sînt sensibili la particulele de praf sau de ulei aflate în aer în anumite medii de lucru. Aceste particule se pot depune pe duza receptoare, obturînd sau închizînd complet orificiul.

Pentru a elimina acest pericol, au fost realizați *senzorii cu contrajet interuptibil*. Un astfel de senzor reprezintă o combinație între un senzor cu contra-presiune și un tub emitor care produce un jet mai puternic ce blochează ieșirea senzorului, determinînd creșterea presiunii la orificiul de ieșire. Dacă jetul principal (contrajetul) este întrerupt prin prezența unui obiect, presiunea în camera de trecere scade.

Domeniul de detecție poate fi mărit considerabil prin utilizarea *senzorilor acustici* (fig. 3.12). Un astfel de senzor este format dintr-un emitor acustic, care produce o undă sonoră în domeniul ultrasonic (circa 50 kHz), și un receptor cu jet laminar. Unda sonoră acționează ca semnal de intrare perturbînd jetul laminar, astfel încît semnalul pneumatic la ieșire scade.

O problemă importantă a senzorilor fluidici o constituie *consumul de aer comprimat*, care trebuie redus cît mai mult posibil. În acest scop se poate acționa în două direcții.

1) *Reducerea presiunii de lucru*. Se poate realiza prin utilizarea elementelor fluidice atît în partea de intrare, cît și în partea de prelucrare a semnalelor, eliminîndu-se astfel elementele de interfață intrare-prelucrare. Rămîne însă necesară amplificarea semnalelor de ieșire către partea de acționare și de aceea această soluție se justifică numai atunci cînd numărul semnalelor de ieșire este relativ mic în comparație cu cel al semnalelor de intrare. Aceasta explică de altfel tendința actuală a majorității producătorilor de a realiza elemente și sisteme logice care să lucreze într-un domeniu larg de presiuni.

2) *Reducerea secțiunilor de curgere*. Se referă în special la secțiunile care controlează debitele de aer ce se scurg în atmosferă. Astfel, prin micșorarea diametrelor duzelor de intrare în camerele de trecere sau duzelor emitoare ($d = 0,15...0,8$ mm — tabelul 3.8), debitul de aer consumat poate fi menținut în limite acceptabile. Micșorarea secțiunilor de curgere are însă și unele aspecte negative, cum ar fi:

- necesitatea filtrării foarte fine a aerului pentru a evita obturarea orificiilor;
- mărirea timpului de răspuns datorită creșterii timpilor de umplere și golire a capacităților;
- utilizarea tehnologiilor neconvenționale pentru execuție și control.

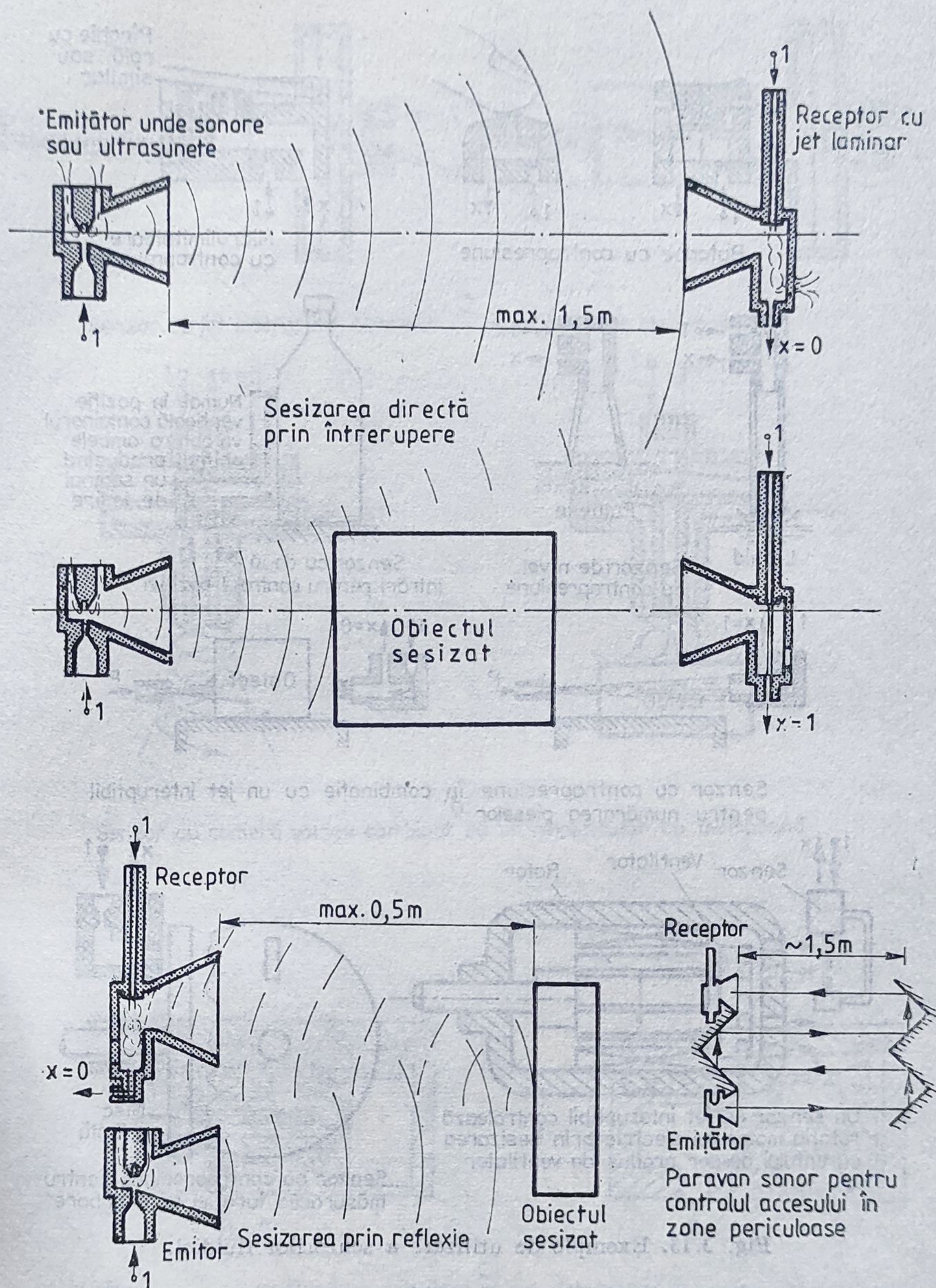


Fig. 3.12. Senzori pneumo-acustici cu sesizare directă și prin reflexie.

Capacitatea de detecție a senzorilor fluidici poate fi mai ușor apreciată prin compararea lor cu senzorii electricsi echivalenți:

- senzorii cu jet interruptibil (emitor-receptor) sînt similari prin domeniul mare de detecție cu fotodiodele sau fototranzistorii;
- senzorii cu contrapresiune și cu jet reflectat sînt similari cu senzorii inductivi sau capacitivi de proximitate.

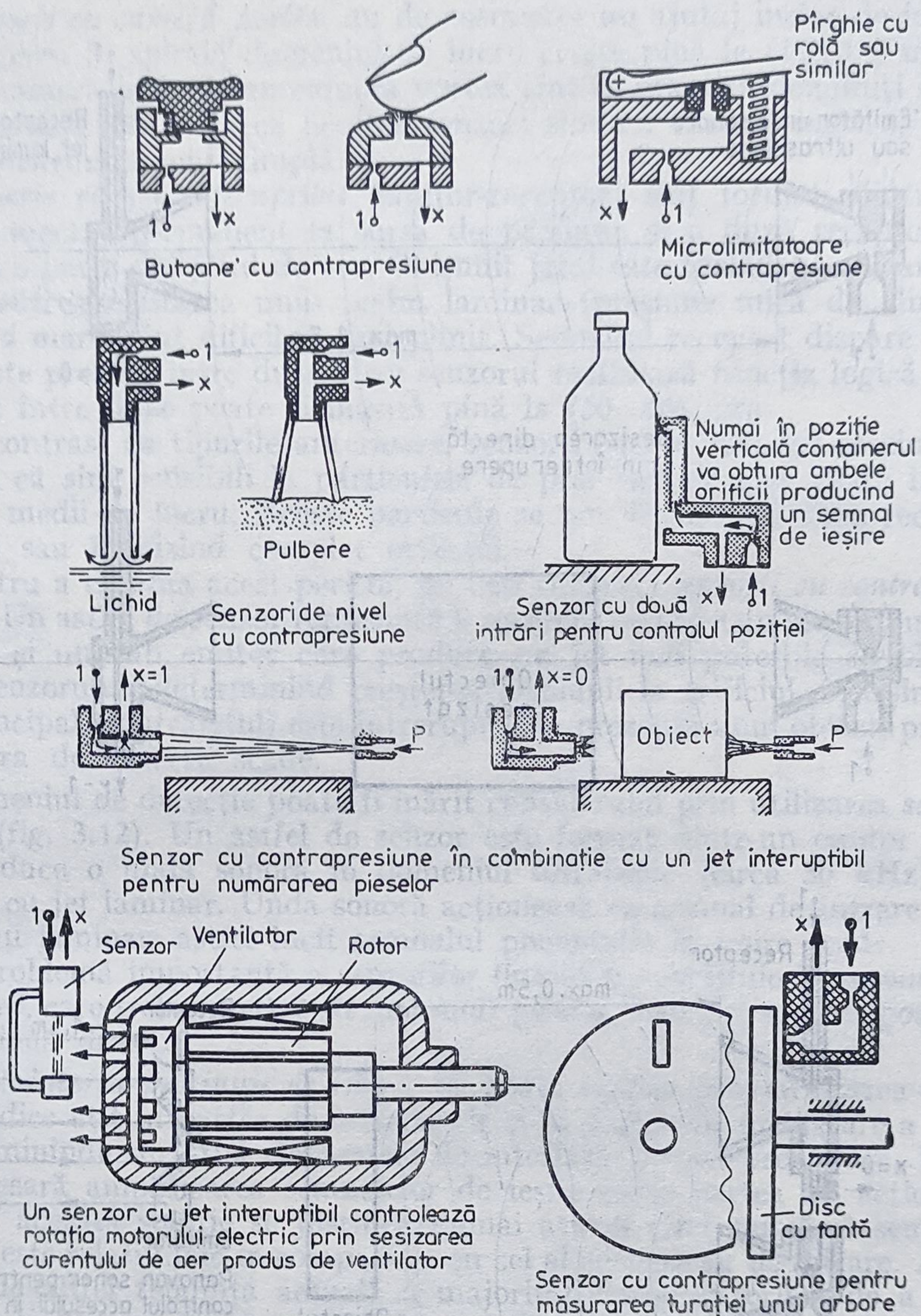


Fig. 3.13. Exemple de utilizare a senzorilor fluidici.

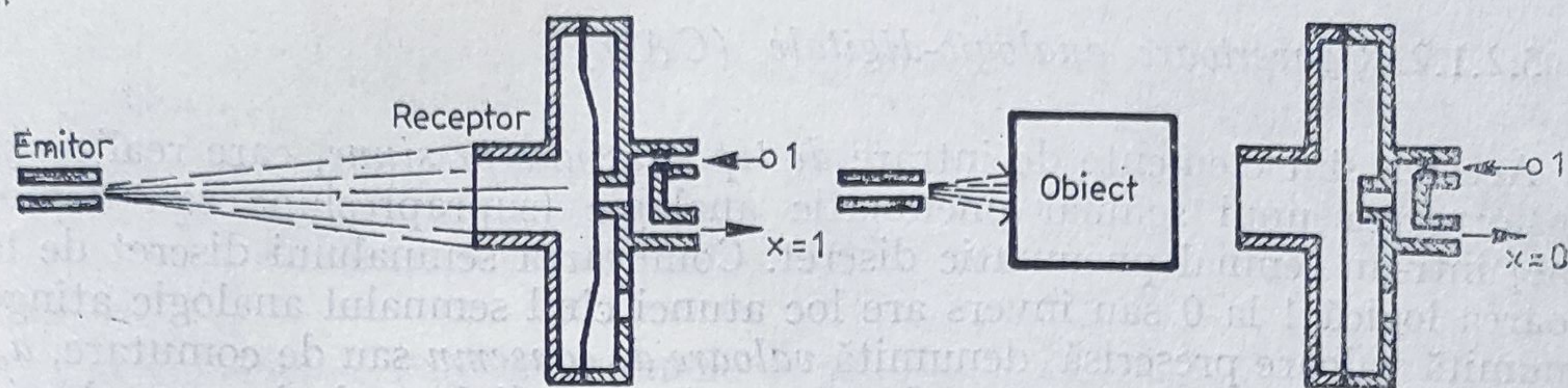
În fig. 3.13 sînt ilustrate cîteva aplicații tipice ale senzorilor fluidici.

Elemente M-P hibride. Deoarece senzorii fluidici produc în general semnale de joasă presiune, este avantajos ca aceștia să fie combinați într-o construcție comună cu etaje de amplificare cu piese mobile.

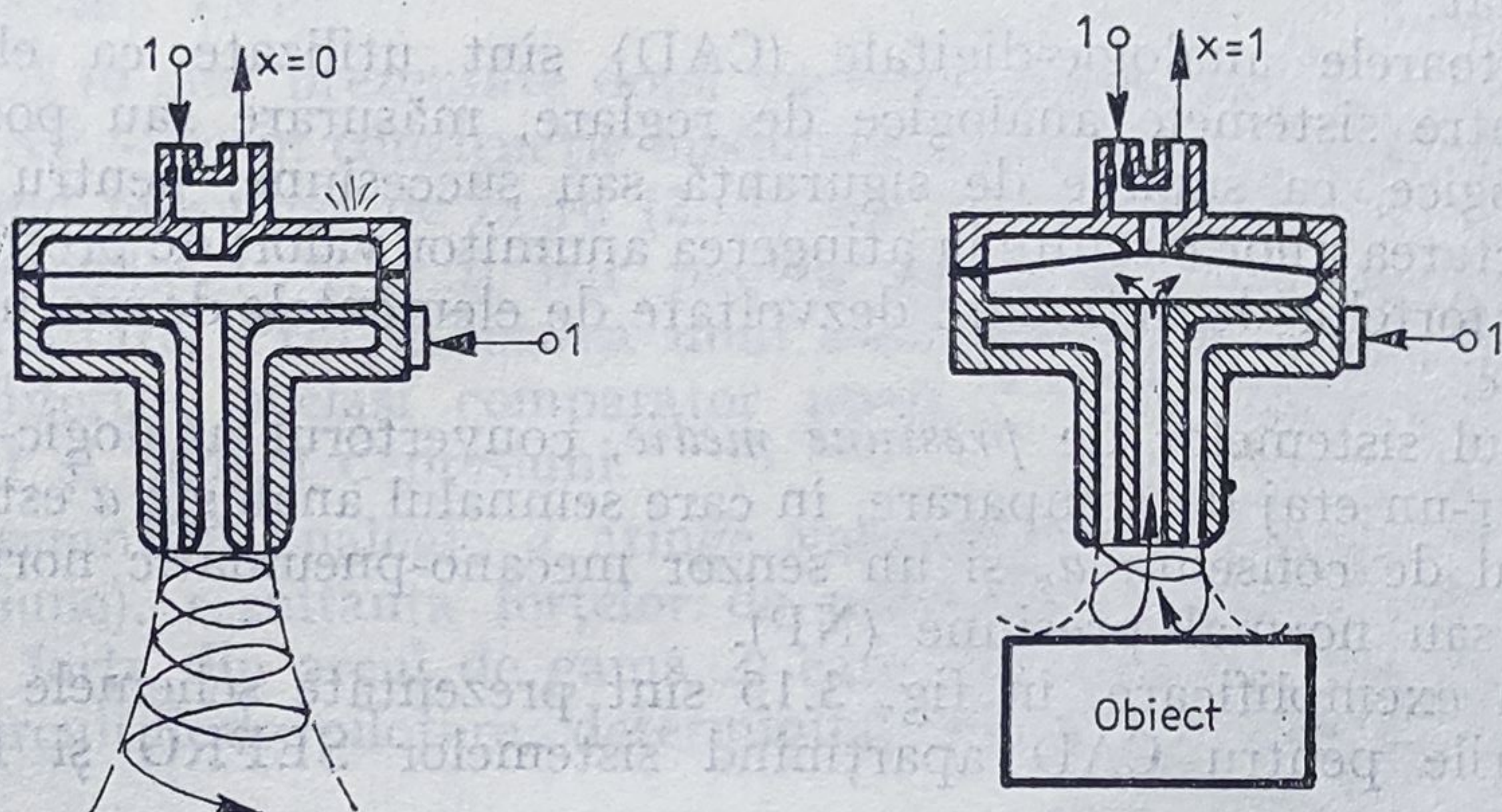
În fig. 3.14 sînt prezentate trei exemple de astfel de elemente de intrare:

- a) un senzor de prezență cu jet interruptibil în primul etaj, combinat cu un amplificator cu membrană nemetalică și cameră de trecere în al doilea etaj;

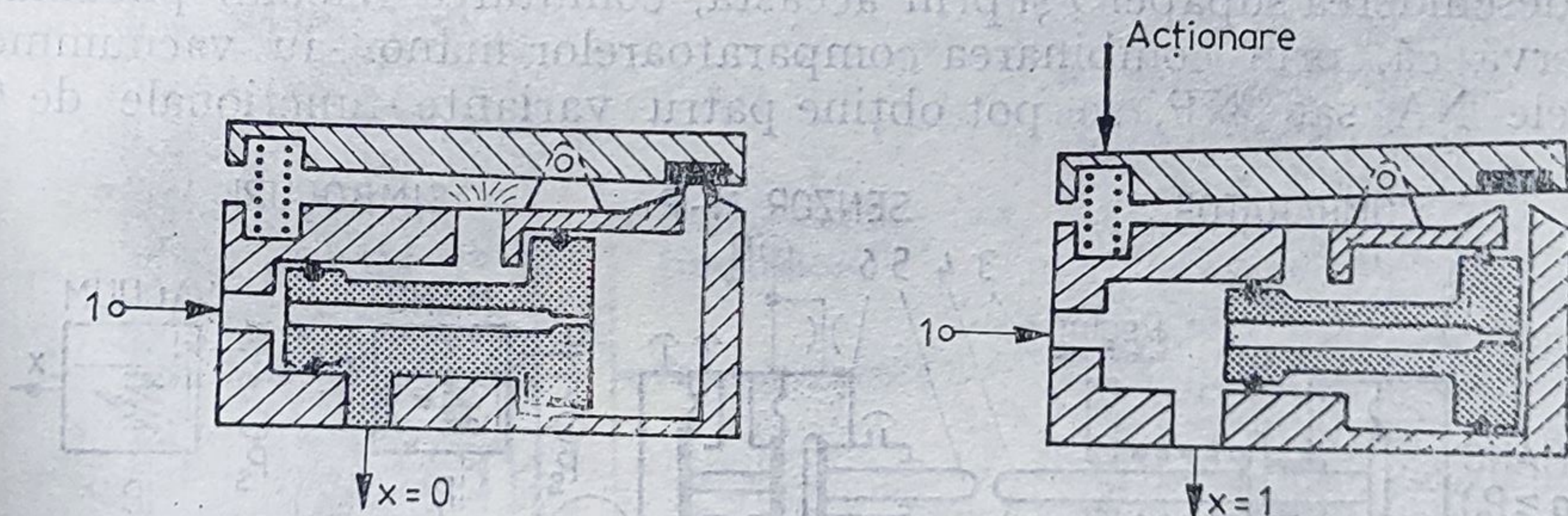
- b) un senzor de proximitate vortex cu același amplificator ca în cazul a);



Senzor cu jet interruptibil combinat cu un amplificator cu membrană



Senzor cu cameră vortex combinat cu un amplificator cu membrană

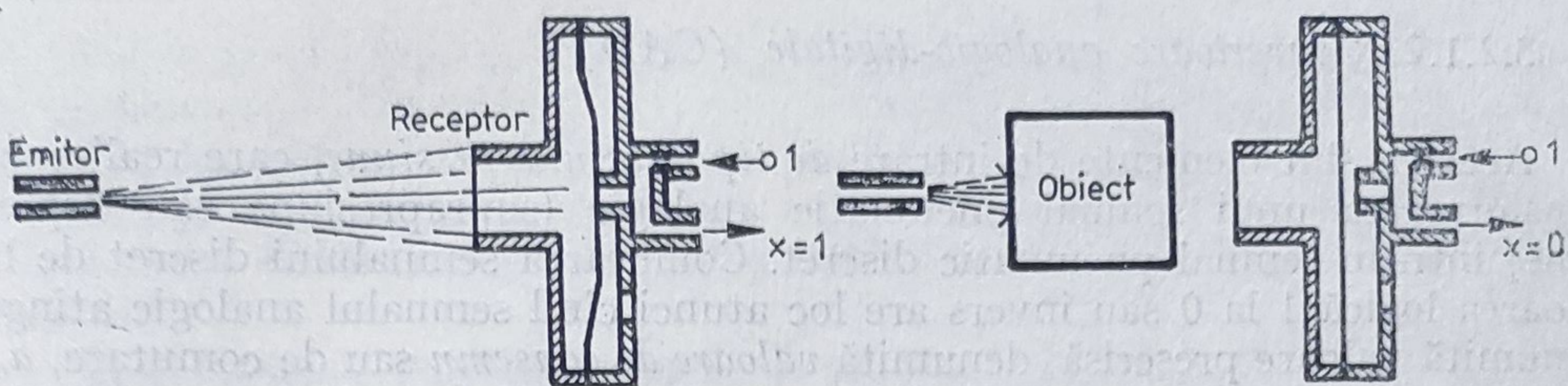


Senzor cu contrapresiune combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial

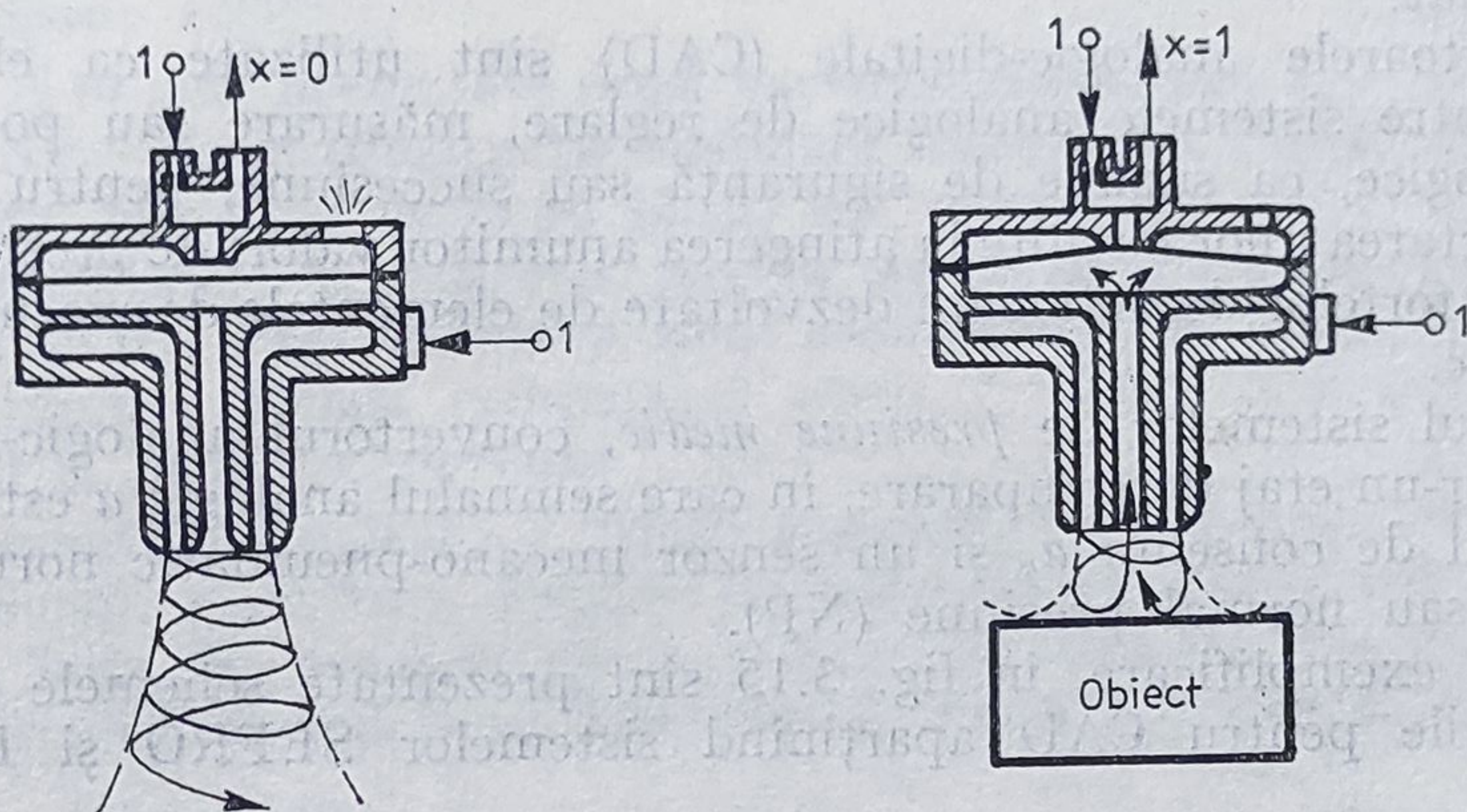
Fig. 3.14. Exemple de elemente de intrare hibride:

a — senzor cu jet interruptibil combinat cu un amplificator cu membrană; *b* — senzor vortex și amplificator cu membrană; *c* — senzor cu contrapresiune combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial.

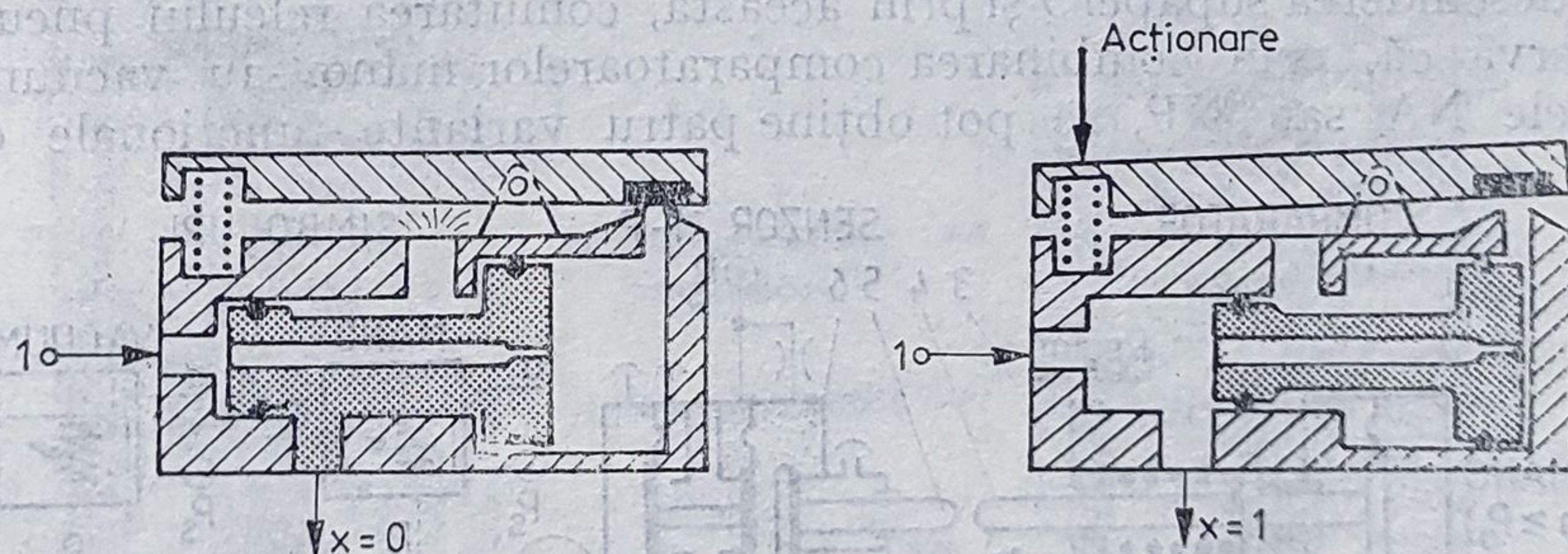
c) un senzor cu contrapresiune (cameră de trecere) cu comandă manuală, combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial pilotat în al doilea etaj; Ultima construcție prezintă avantajul că realizează semnale de ieșire de înaltă presiune, cu forțe și curse de acționare relativ mici.



a
Senzor cu jet interruptibil combinat cu un amplificator cu membrană



b
Senzor cu cameră vortex combinat cu un amplificator cu membrană



c
Senzor cu contrapresiune combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial

Fig. 3.14. Exemple de elemente de intrare hibride:

a — senzor cu jet interruptibil combinat cu un amplificator cu membrană; b — senzor vortex și amplificator cu membrană; c — senzor cu contrapresiune combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial.

c) un senzor cu contrapresiune (cameră de trecere) cu comandă manuală, combinat cu un distribuitor cu sertar diferențial pilotat în al doilea etaj;

Ultima construcție prezintă avantajul că realizează semnale de ieșire de înaltă presiune, cu forțe și curse de acționare relativ mici.

3.2.1.2. Convertoare analogic-digitale (CAD)

Acestea sînt elemente de intrare de tip *presiune-presiune*, care realizează transformarea unui semnal pneumatic analogic (suprapresiune sau depresiune) într-un semnal pneumatic discret. Comutarea semnalului discret de la valoarea logică 1 la 0 sau invers are loc atunci cînd semnalul analogic atinge o anumită valoare prescrisă, denumită *valoare de consemn* sau de comutare, a_c .

Această valoare poate fi reglată prin intermediul unui element elastic (de obicei un arc elicoidal de compresiune), al unei presiuni de comparație, sau combinat.

Convertoarele analogic-digitale (CAD) sînt utilizate ca elemente de interfață între sistemele analogice de reglare, măsurare sau poziționare și sistemele logice, ca supape de siguranță sau succesiune, pentru conectarea sau deconectarea unor circuite la atingerea anumitor valori de presiune, pentru menținerea forțelor de acționare dezvoltate de elementele de execuție în limite stabilite etc.

În cazul sistemelor de *presiune medie*, convertorul analogic-digital este format dintr-un etaj de comparare, în care semnalul analogic a este comparat cu semnalul de consemn a_c și un senzor mecano-pneumatic normal atmosferă (NA) sau normal presiune (NP).

Pentru exemplificare, în fig. 3.15 sînt prezentate schemele funcționale și simbolurile pentru CAD aparținînd sistemelor SEFRO și DRELOBA (R.D.G.).

Comparatorul este format din camera cu membrană 1, arcul de gamă 2, piulița de reglaj 3 și tija 4, iar *senzorul M-P* din tija cu supapă 5 și releul cu două membrane 6.

Tija 4 se deplasează în sensul m atunci cînd rezultanta forțelor de presiune pe membrană devine mai mare decît forța F_a din arcul de gamă 2, producînd deschiderea supapei 5 și prin aceasta, comutarea releului pneumatic 6. Se observă că, prin combinarea comparatoarelor mano sau vacuummetrice cu relele NA sau NP, se pot obține patru variante funcționale de CAD.

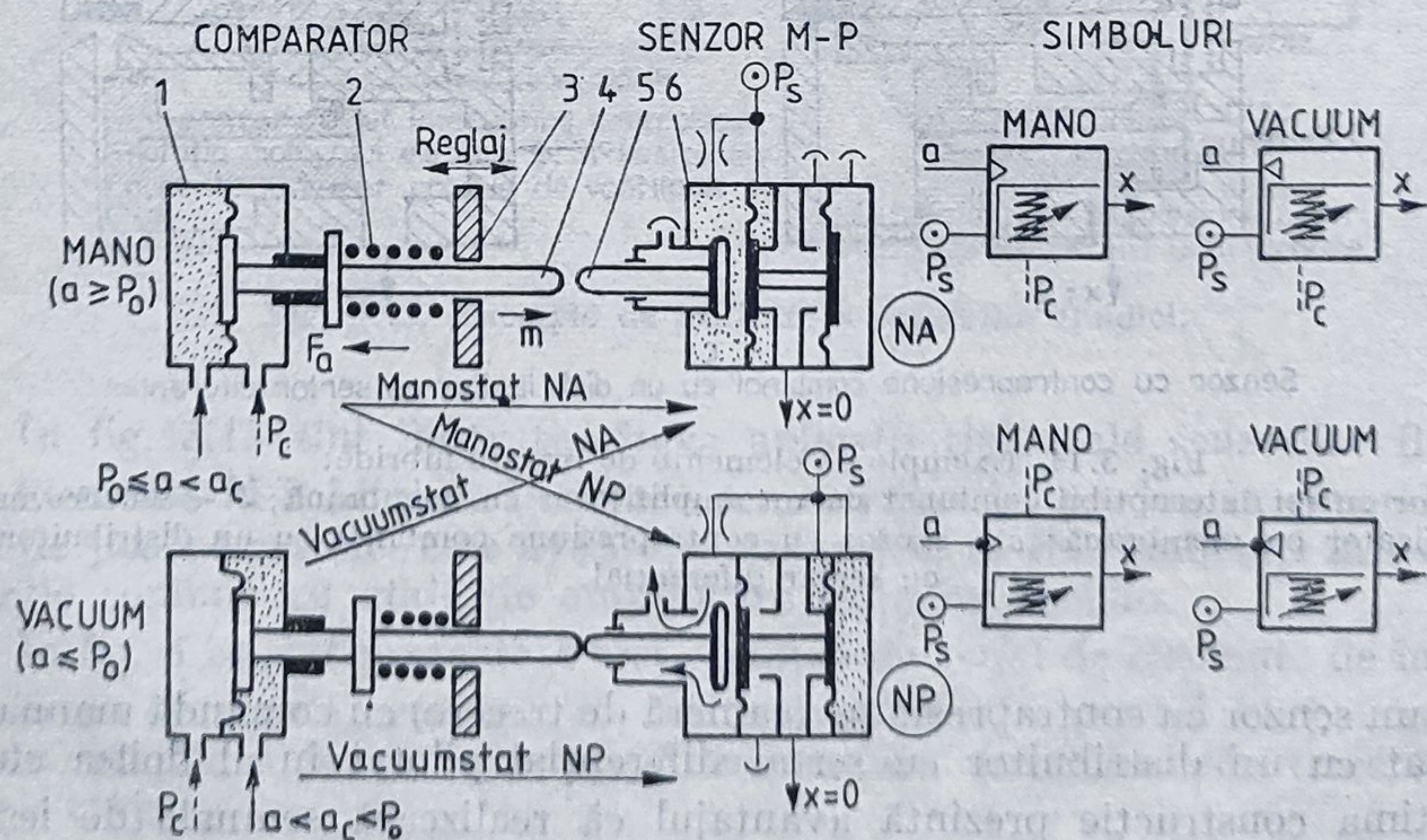


Fig. 3.15. Convertoare analogic-digitale (CAD) de tip SEFRO.

Valoarea de consemn a_c poate fi reglată atât prin modificarea forței de pretensionare din arcul 2, cât și prin introducerea unei presiuni de comparație P_c ($a_c = 0,2 \dots 1$ bar, pentru manostate).

Deficiența acestor convertoare constă în necesitatea etanșării tijei 4, avînd drept consecință introducerea unor forțe de frecare și creșterea histerizisului.

Convertoarele pentru sistemele de presiune înaltă au în plus față de cele prezentate anterior un circuit de pilotare cu cameră de trecere, iar în locul senzorului M-P se folosește un relee pneumatic normal atmosferă (NA) sau normal presiune (NP).

În fig. 3.16 sînt prezentate două variante funcționale (cu relee NA — *a* și cu relee NP — *b*) în construcție modulară realizate de firma CROUZET — Franța, avînd presiunea de lucru (2...8) bar și presiunea de comutare reglabilă în domeniile (—1...1,5) bar pentru mano-vacuumstate și (1...8) bar pentru manostate. Prin utilizarea unui ansamblu 1 de două membrane cu suprafețe diferite, același comparator poate fi folosit atât pentru suprapresiuni, cât și pentru depresiuni.

Dacă semnalul analogic a atinge valoarea de consemn (suprapresiune sau depresiune), rezultanta forțelor de presiune pe membrane devine mai mare decît forța din arcul de gamă 2, care este comprimat. În acest fel se deschide circuitul de pilotare, determinînd scăderea presiunii în camera de

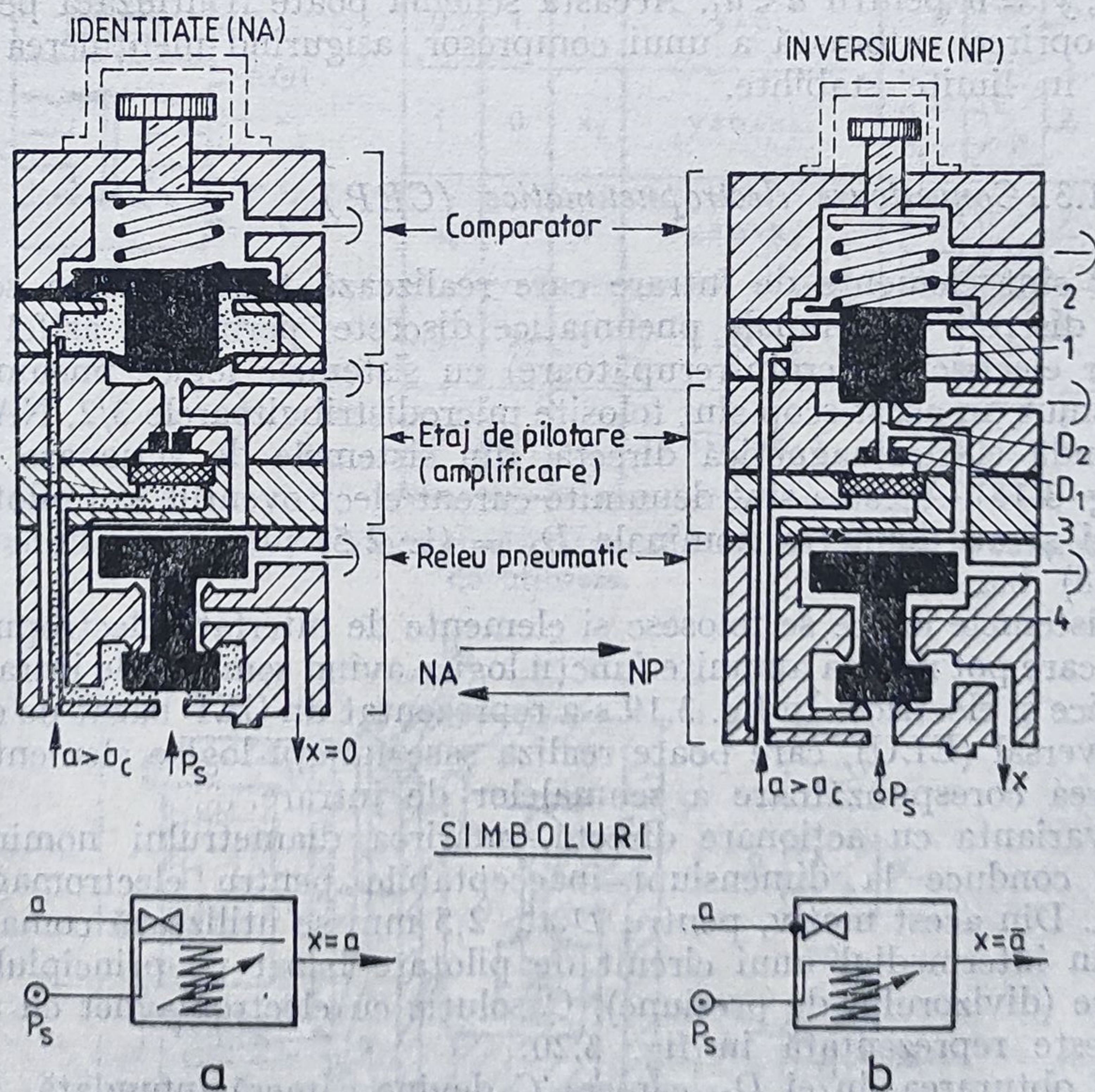


Fig. 3.16. Convertoare analogic-digitale (CAD) de tip Crouzet:
a — manovacuumstat cu relee NA; *b* — manovacuumstat cu relee NP.

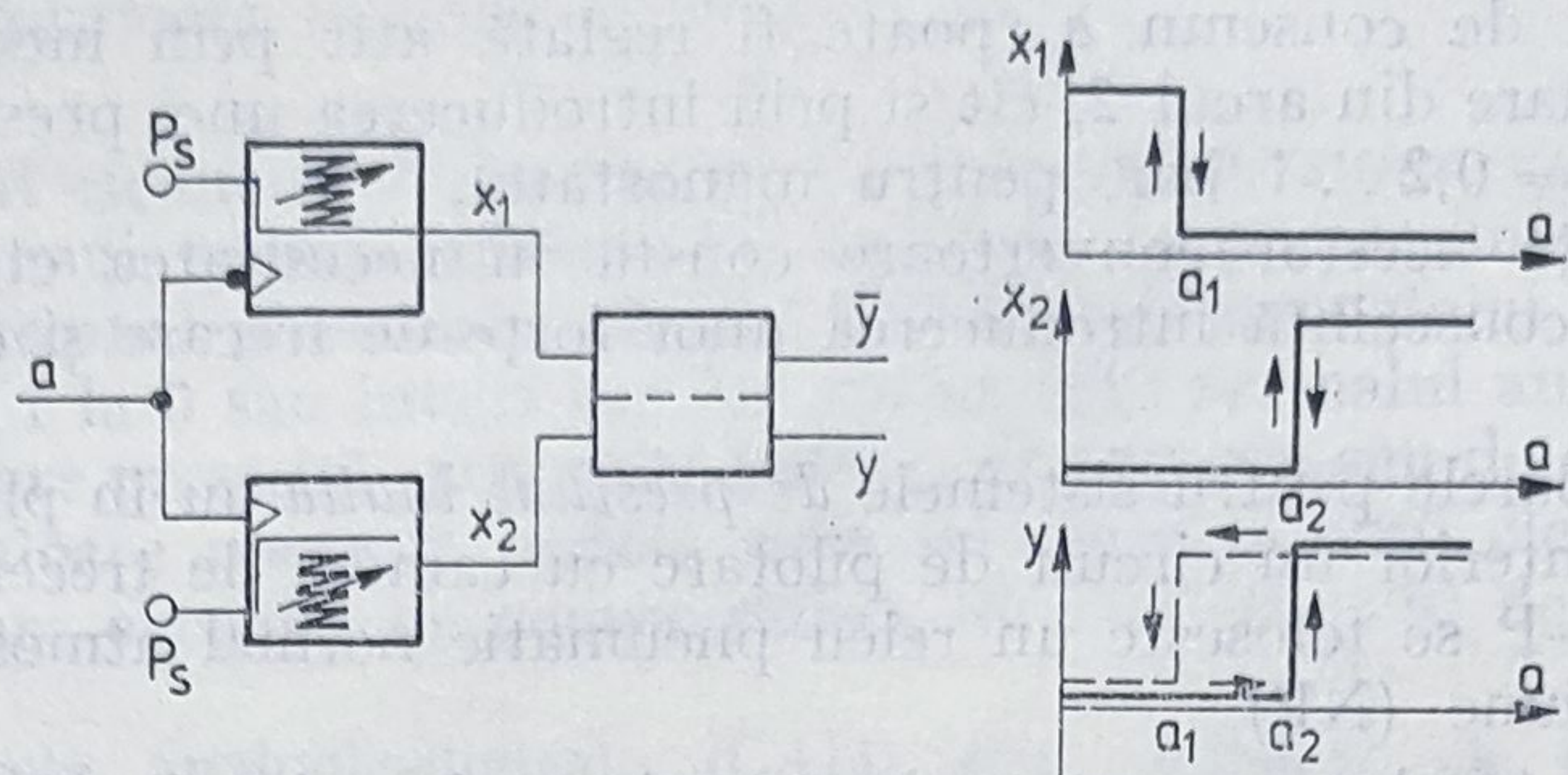


Fig. 3.17. Schema CAD cu două valori diferite de comutare.

trecere delimitată de duzele D_1 și D_2 și prin aceasta deplasarea supapelor 4, împreună cu membrana 3. Releul revine pe poziția normală (preferențială) dacă semnalul de comandă analogic scade sub valoarea prescrisă.

Realizarea comutării la valori diferite în funcție de sensul în care se modifică presiunea de comandă (creștere sau descreștere) se poate face folosind două CAD, reglate la valori de comutare diferite, și un element de memorie, după schema prezentată în fig. 3.17.

La creșterea presiunii de comandă y devine 1 pentru $a > a_2$, iar la scăderea presiunii, $y = 0$ pentru $a < a_1$. Această schemă poate fi utilizată pentru pornirea și oprirea automată a unui compresor, asigurând menținerea presiunii în rețea în limite stabilite.

3.2.1.3. Convertoare electropneumatice (CEP)

CEP sînt elemente de intrare care realizează transformarea semnalelor electrice discrete în semnale pneumatice discrete, permițînd astfel cuplarea senzorilor electrice (microîntrerupătoare) cu sistemele logice pneumatice. În mod obișnuit, în acest scop sînt folosite microdistribuitoarele 3/2, NA sau NP, cu comandă electromagnetă directă, din sistemele de acționare convenționale (fig. 3.18). Acestea sînt denumite curent electroventile sau piloți electromagnetici și au diametre nominale $D_N = (1...2,5)$ mm și presiuni de lucru $p = (1...8)$ bar.

În sistemele logice se folosesc și elemente de interfață electropneumatice speciale, care pot realiza anumite funcții logice avînd semnale de intrare mixte-pneumatice și electrice. În fig. 3.19 s-a reprezentat un CEP bazat pe elementul logic universal (ELU), care poate realiza șase funcții logice elementare, prin combinarea corespunzătoare a semnalelor de intrare.

În varianta cu acționare directă, mărirea diametrului nominal peste 2,5 mm conduce la dimensiuni inacceptabile pentru electromagnetul de comandă. Din acest motiv, pentru $D_N > 2,5$ mm se utilizează comanda indirectă prin intermediul unui circuit de pilotare bazat pe principiul camerei de trecere (divizorul de presiune). O soluție cu electromagnet cu armătură mobilă este reprezentată în fig. 3.20.

Prin obturarea duzei D_2 , camera C devine cameră înfundată, iar presiunea crește la valoarea presiunii de alimentare P_s , determinînd comutarea releului pneumatic.

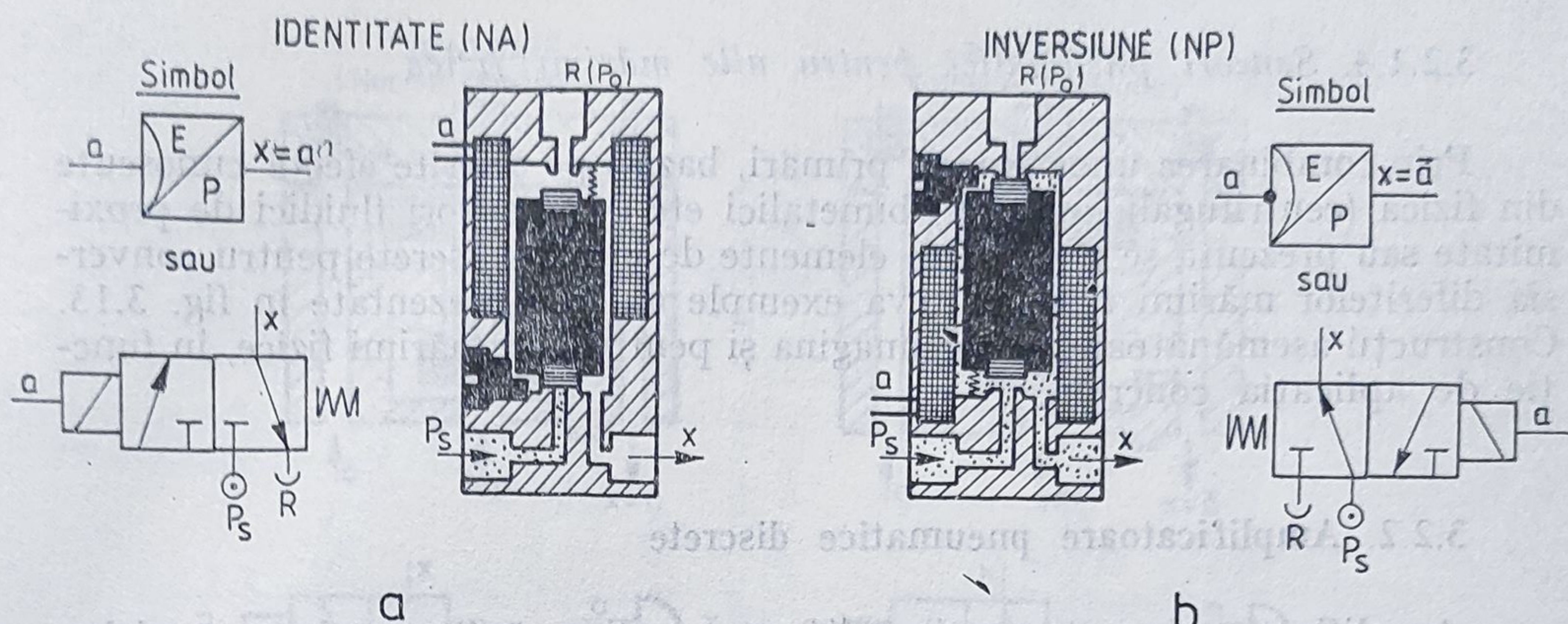


Fig. 3.18. Converteoare electropneumatice (CEP) discrete:
 a — normal atmosferă; b — normal presiune.

x_1	x_2	x_3	Ecuția logică	Simbolul
1	0	0	$y = a$	
0	1	1	$y = \bar{a}$	
1	0	x_2	$y = a + x_2$	
x_1	0	0	$y = a \cdot x_1$	
0	x_2	1	$y = \bar{a} \cdot x_2$	
0	1	x_3	$y = \bar{a} \cdot x_3 = \bar{a} + \bar{x}_3$	

Fig. 3.19. Schema convertorului electropneumatic DRELOBA — variante de utilizare.

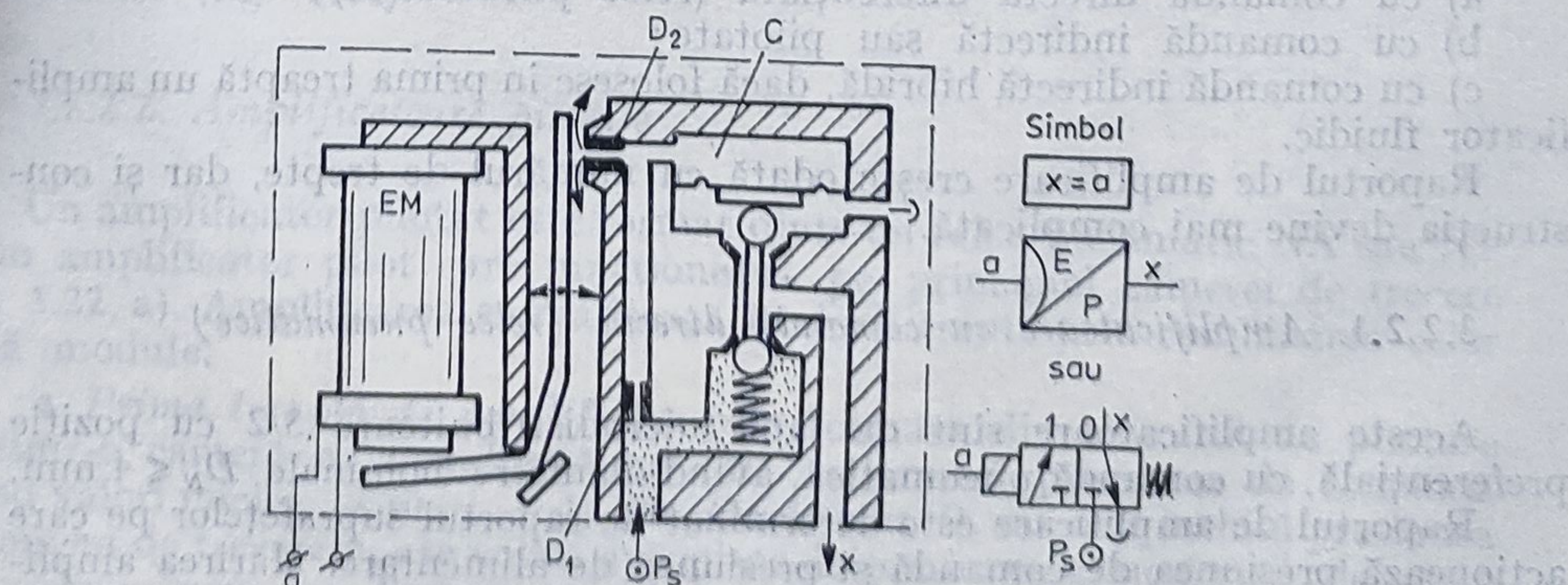


Fig. 3.20. Converter electropneumatic pilotat (tip Samsomatic).

3.2.1.4. Senzori pneumatici pentru alte mărimi fizice

Prin combinarea unor senzori primari, bazați pe diferite efecte cunoscute din fizică (centrifugali, inerțiali, bimetalici etc.) cu senzori fluidici de proximitate sau prezentă se pot realiza elemente de intrare discrete pentru conversia diferitelor mărimi fizice. Cîteva exemple au fost prezentate în fig. 3.13. Construcții asemănătoare se pot imagina și pentru alte mărimi fizice, în funcție de aplicația concretă.

3.2.2. Amplificatoare pneumatice discrete

Amplificatoarele pneumatice discrete realizează conversia semnalelor logice pneumatice de joasă presiune în semnale de presiune medie sau înaltă. Ele sînt considerate, în principal, *amplificatoare de presiune*, dar totodată sînt amplificatoare de putere, deoarece semnalele la ieșire provin întotdeauna de la sursa de presiune medie sau înaltă. Aceste semnale, avînd capacitate energetică (debit-presiune) ridicată, pot fi utilizate pentru comanda directă a elementelor de execuție pneumatice de mici dimensiuni.

Amplificatoarele pneumatice se folosesc în mod deosebit ca *elemente de interfață* intrare-prelucrare (pentru amplificarea semnalelor produse de senzorii și elementele logice fluidice), dar și ca interfață între partea de prelucrare (circuitul logic — fig. 3.2) și partea de acționare.

Raportul de amplificare reprezintă raportul dintre semnalul de ieșire (egal ca valoare cu presiunea de alimentare) și semnalul de comandă de joasă presiune.

Amplificarea semnalelor pneumatice se realizează, din punct de vedere al distribuției, în două moduri:

- cu distribuție statică sau fără piese mobile;
- cu distribuție dinamică sau cu piese mobile.

Amplificatoarele din prima categorie (fluidice) sînt utilizate numai în aplicații speciale, deoarece au rapoarte de amplificare limitate (maxim 10...12) și consum relativ mare de aer comprimat.

Cele mai răspîndite sînt *amplificatoarele pneumatice cu piese mobile*, care pot fi împărțite la rîndul lor, în funcție de modul în care semnalul de comandă acționează asupra distribuției, în următoarele categorii:

- a) cu comandă directă diferențiată (relee pneumatice);
- b) cu comandă indirectă sau pilotate;
- c) cu comandă indirectă hibridă, dacă folosesc în prima treaptă un amplificator fluidic.

Raportul de amplificare crește odată cu numărul de trepte, dar și construcția devine mai complicată.

3.2.2.1. Amplificatoare cu comandă directă (relee pneumatice)

Aceste amplificatoare sînt de fapt microdistribuitoare 3/2 cu poziție preferențială, cu comandă pneumatică, avînd diametre nominale $D_N \leq 4$ mm.

Raportul de amplificare este determinat de raportul suprafețelor pe care acționează presiunea de comandă și presiunea de alimentare. Mărirea amplificării presupune deci creșterea dimensiunilor de gabarit, ceea ce face ca valo-

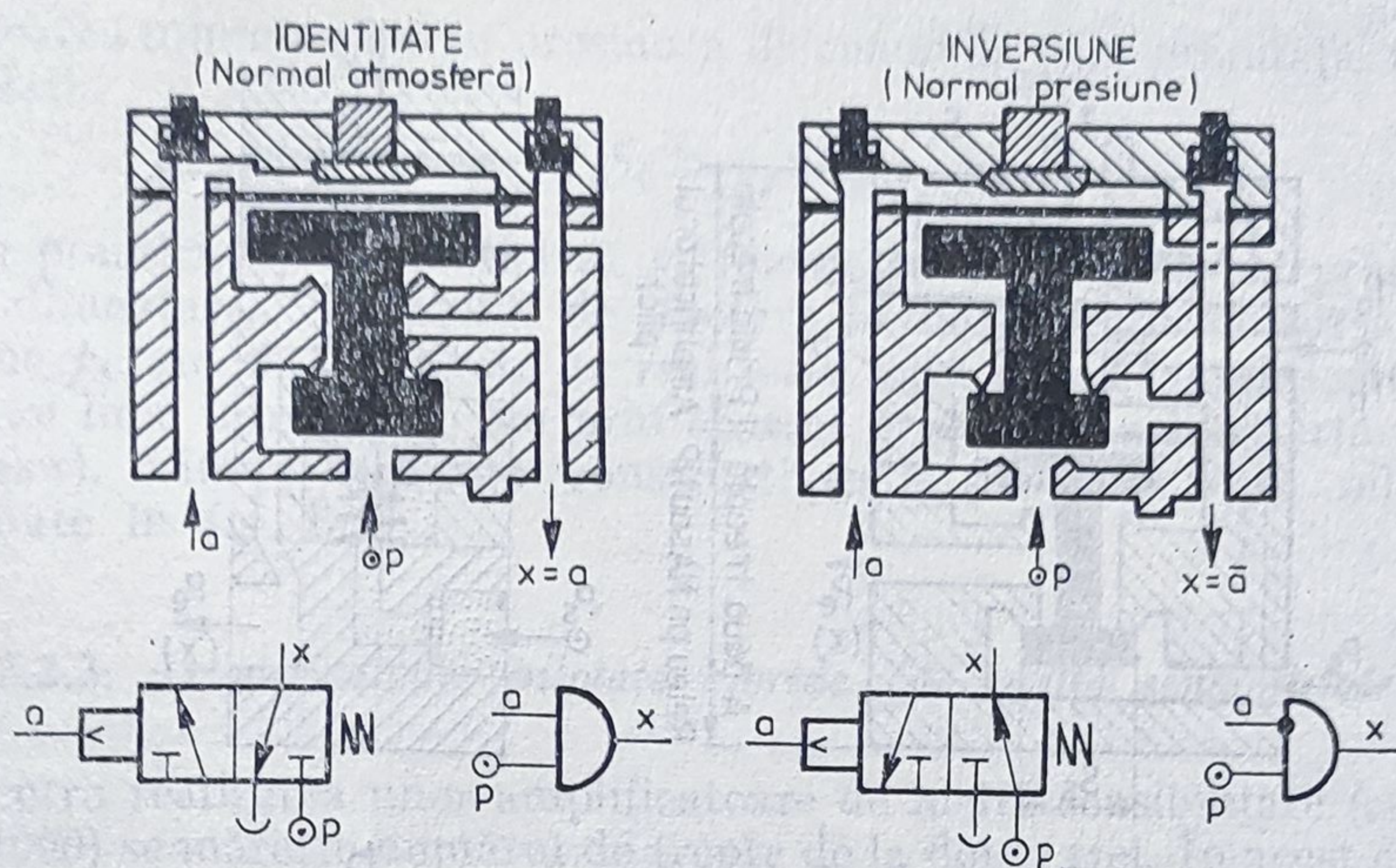


Fig. 3.21. Amplificatoare pneumatice cu comandă directă (relee pneumatice) normal atmosferă (NA) și normal presiune (NP).

rile rapoartelor de amplificare să fie limitate. În principiu se poate utiliza orice fel de distribuție (cu supape, cu sertar etc. — v. tabelul 3.7), dar cele mai răspândite sînt *amplificatoarele cu supape și membrane*, deoarece elimină complet influența forțelor de frecare asupra raportului de amplificare, au curse mici și inerție redusă, deci timpi de răspuns scurți.

În fig. 3.21 sînt arătate două construcții tipice de amplificatoare pneumatice cu comandă directă.

Datorită utilizării lor frecvente în combinație cu alte module funcționale și asemănări cu releele electrice, amplificatoarele de acest tip sînt denumite și *relee pneumatice*. Releul normal atmosferă (sau *normal închis*, dacă ne raportăm la orificiul de intrare) realizează funcția IDENTITATE, iar releul normal presiune (sau *normal deschis*) — funcția logică INVERSIUNE.

Se observă că aceste relee pot fi utilizate și ca *elemente logice pasive* pentru realizarea funcțiilor *conjunție* $x = ab$ și *inhibiție* $x = \bar{a}b$, dacă în locul presiunii de alimentare la orificiul p este conectat un semnal logic b .

Releele pneumatice sînt folosite de asemenea ca module în construcția amplificatoarelor pilotate, releelor de timp, senzorilor de prezență sau de proximitate (fig. 3.14).

3.2.2.2. Amplificatoare pilotate

Un amplificator pilotat este format dintr-un relee pneumatic NA sau NP și un amplificator pilot care funcționează pe principiul camerei de trecere (fig. 3.22, a). Amplificarea se realizează în două trepte prin combinarea celor două module.

• *Prima treaptă de amplificare* este formată din circuitul de pilotare și dintr-o cameră cu membrană pe care acționează presiunea de comandă avînd valori mici $p_c = (0,01 \dots 0,1)$ bar. Dacă duza D_2 nu este închisă presiunea în camera de trecere p_1 are valori apropiate de presiunea atmosferică, deoarece duza de intrare are diametrul mai mic decît duza de ieșire ($D_1 \ll D_2$). La

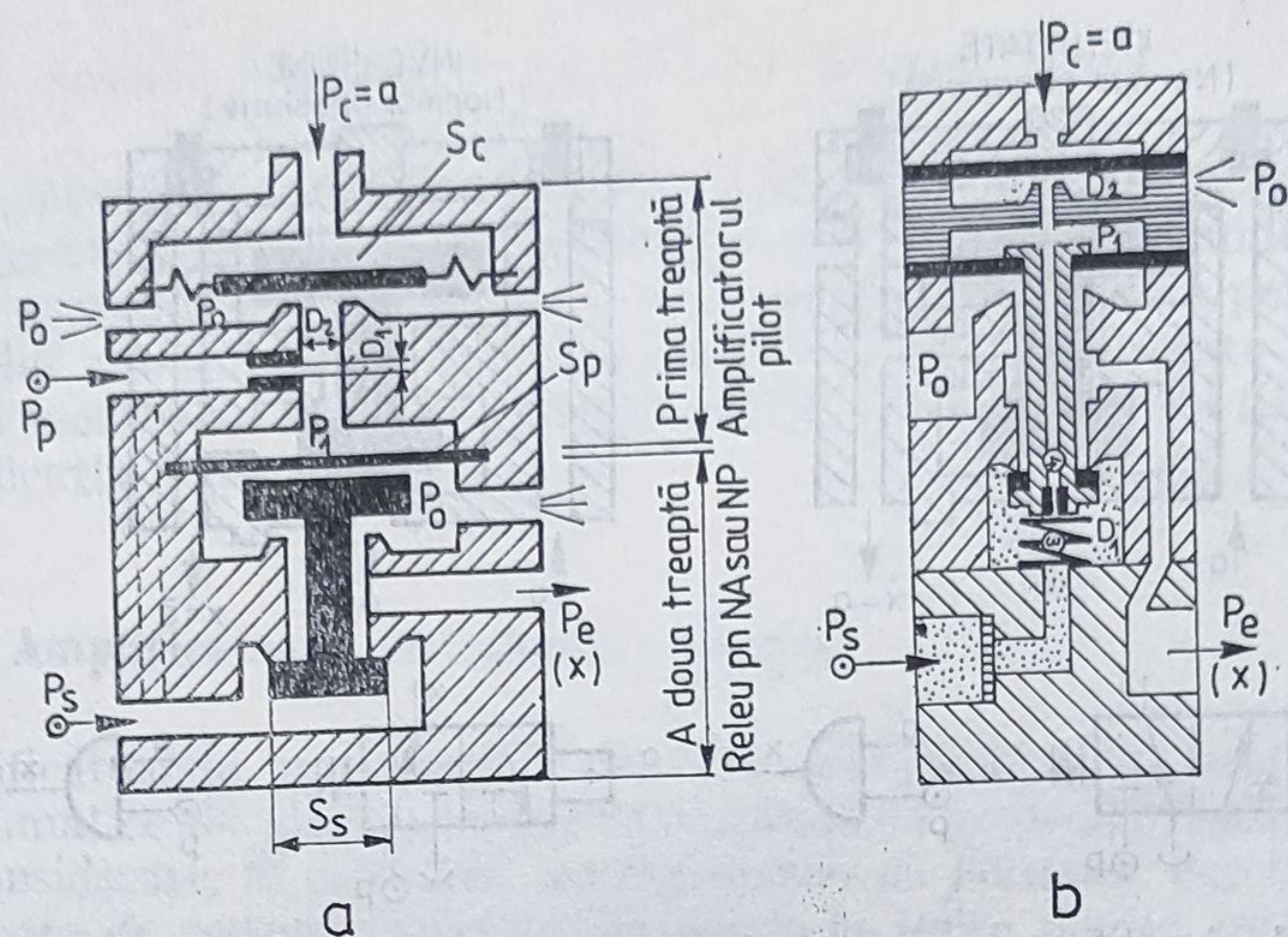


Fig. 3.22. Amplificatoare pneumatice pilotate:
a - schema de principiu; b - tip Herion; c - tip Crouzet; d - tip Automatica.

apariția presiunii de comandă duza D_2 este închisă, camera devine înfundată și presiunea p_1 crește la valoarea presiunii de alimentare ($p_1 = p_p$).

• *A doua treaptă de amplificare* o reprezintă releul pneumatic, NA sau NP, comandat de către presiunea din camera de trecere p_1 . Dacă duza D_2 este închisă și $p_1 = p_p$ releul trece de pe poziția preferențială pe cealaltă poziție (comandată) făcând legătura orificiului de ieșire cu sursa de înaltă presiune ($p_e = p_s$).

Raportul de amplificare este

$$k = k_1 \cdot k_2 = \frac{p_p}{p_0} \cdot \frac{p_s}{p_p} = \frac{p_s}{p_0} = 800 \dots 1000 \quad (3.19)$$

Valoarea minimă pentru presiunea de pilotare rezultă din condiția

$$p_p \cdot S_p > p_s S_s \quad \text{decî} \quad p_{p \min} = \frac{p_s S_s}{S_p} \quad (3.20)$$

iar valoarea minimă pentru presiunea de comandă (sau suprafața membranei din relația

$$p_c S_c > p_p \pi D_2^2 / 4 \quad (3.21)$$

În practică este incomod să se folosească două surse de presiune și de aceea alimentarea circuitului de pilotare se face tot de la sursa de înaltă presiune p_s . Această legătură se realizează prin corpul amplificatorului (circuitul cu linie întreruptă) sau prin centrul organului mobil (sertarul sau tija supapelor). Cîteva variante constructive de amplificatoare pilotate sînt prezentate în fig. 3.22.

3.2.2.3. Amplificatoare pilotate hibride (de înaltă sensibilitate)

Pentru realizarea unor amplificatoare de înaltă sensibilitate (cu rapoarte peste 1000) se mărește numărul de trepte de la doi la trei. În acest caz, pentru a reduce complexitatea construcției este convenabil ca prima treaptă să fie formată dintr-un amplificator fluidic cu comutare statică, pentru celelalte trepte păstrîndu-se aceeași structură ca la amplificatoarele pilotate. În fig. 3.23 este reprezentat amplificatorul de înaltă sensibilitate ($k = 2000$) realizat de firma CROUZET — Franța, avînd amplificatorul fluidic de tip cu orientarea jetului. În absența semnalului de comandă la orificiul 1, jetul provenind de la orificiul de alimentare I_1 (pe circuitul de pilotare prin duza D_3) este eșapat prin orificiul E_1 . La apariția semnalului de comandă p_c , jetul este deviat către orificiul I_2 și prin acesta, în camera de comandă C_2 . După umplerea camerei, surplusul de aer este evacuat prin eșaparea E_2 . Creșterea presiunii p_2 produce obturarea duzei D_2 și creșterea presiunii p_1 din camera de comandă C_1 , avînd drept efect comutarea organului de distribuție (OD) al releului pneumatic de înaltă presiune, de tip normal atmosferă (identitate) sau normal presiune (inversor).

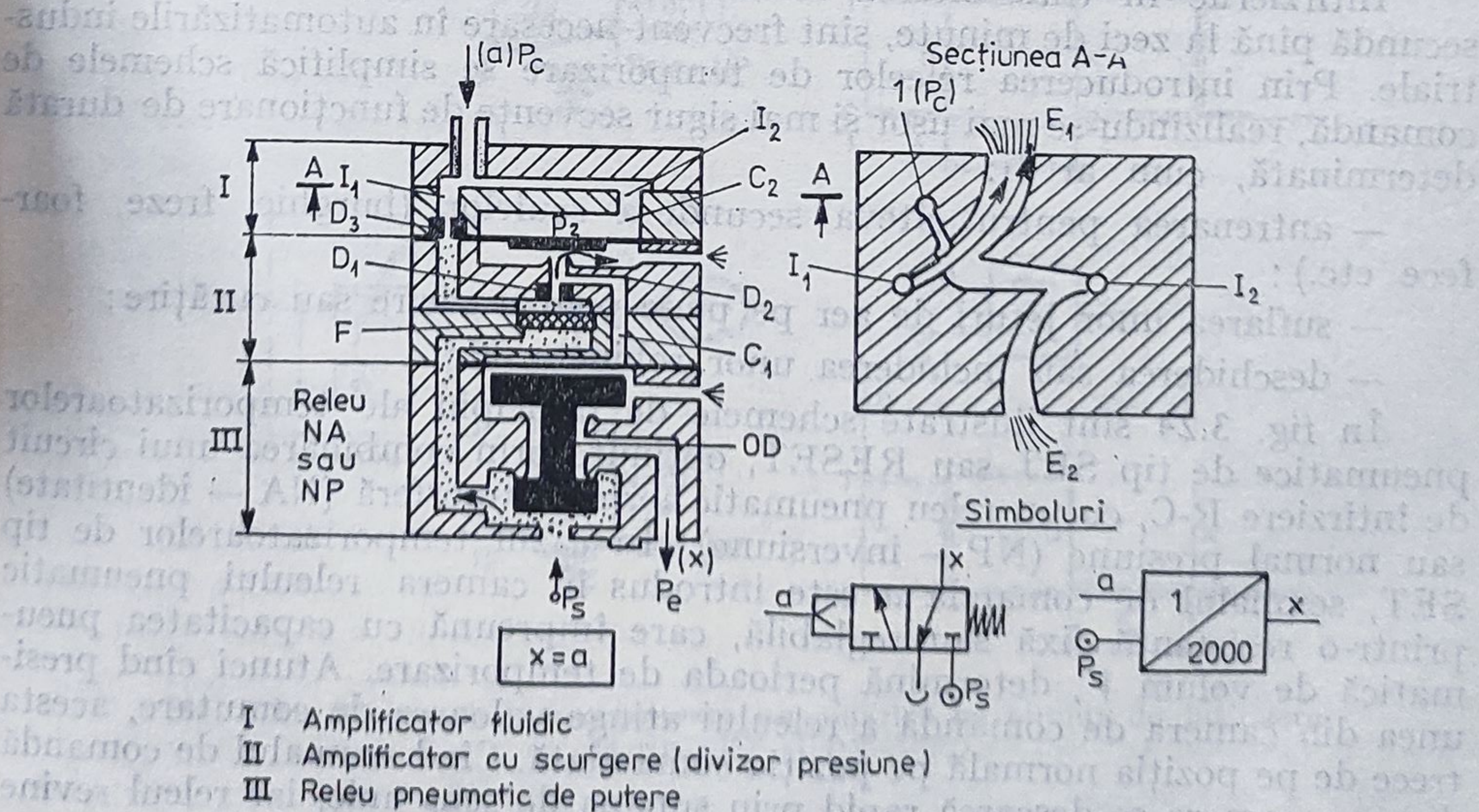


Fig. 3.23. Amplificatorul de înaltă sensibilitate Crouzet-Franța.

3.2.3. Relee de timp pneumatice

După cum s-a menționat, releele de timp sînt elementele pneumatice care au rolul de a produce întîrzieri prestabilite în transmiterea semnalelor sau de a transforma un semnal continuu într-un impuls de presiune sau într-un tren de impulsuri.

În categoria releelor de timp pneumatice sînt incluse următoarele tipuri funcționale de elemente:

- temporizatoarele pneumatice de tip SET (TIMING IN) sau RESET (TIMING OUT);

- generatoarele de impuls unic;

- generatoarele de impulsuri.

Din punct de vedere *constructiv*, releele de timp pot fi realizate în două moduri:

- prin combinarea releelor de putere (v. § 3.2.2.1) de tip NA sau NP cu elemente de întîrziere pneumatice de tip *rezistentă-capacitate* (R-C);

- prin combinarea unor motoare electrice sau cu elemente elastice cu senzori fluidici de prezență (de joasă presiune) sau cu amplificatoare pilotate (de înaltă presiune).

O altă împărțire a releelor de timp se poate face avîndu-se în vedere posibilitatea de reglare a temporizării sau duratei impulsului în:

- relee de timp nereglabile (fixe);

- relee de timp reglabile.

3.2.3.1. Temporizatoare pneumatice

Întîrzierile în transmiterea semnalelor, avînd durate de fracțiuni de secundă pînă la zeci de minute, sînt frecvent necesare în automatizările industriale. Prin introducerea releelor de temporizare se simplifică schemele de comandă, realizîndu-se mai ușor și mai sigur secvențe de funcționare de durată determinată, cum ar fi:

- antrenarea pentru cîteva secunde a sculelor (burghie, freze, foarfece etc.);

- suflarea unor jeturi de aer pe piese pentru răcire sau curățire;

- deschiderea sau închiderea unor robinete, etc.

În fig. 3.24 sînt ilustrate schemele de principiu ale temporizatoarelor pneumatice de tip SET sau RESET, obținute prin combinarea unui circuit de întîrziere R-C, cu un relee pneumatic normal atmosferă (NA — identitate) sau normal presiune (NP — inversiune). În cazul temporizatoarelor de tip SET, semnalul de comandă a este introdus în camera releului pneumatic printr-o rezistență fixă sau reglabilă, care împreună cu capacitatea pneumatică de volum V , determină perioada de temporizare. Atunci cînd presiunea din camera de comandă a releului atinge valoarea de comutare, acesta trece de pe poziția normală pe poziția comandată. Cînd semnalul de comandă dispăre, camera se descarcă rapid prin supapa de sens unic, iar releul revine pe poziția normală, fiind gata pentru ciclul următor.

Reprezentare schematică

Simbol logic

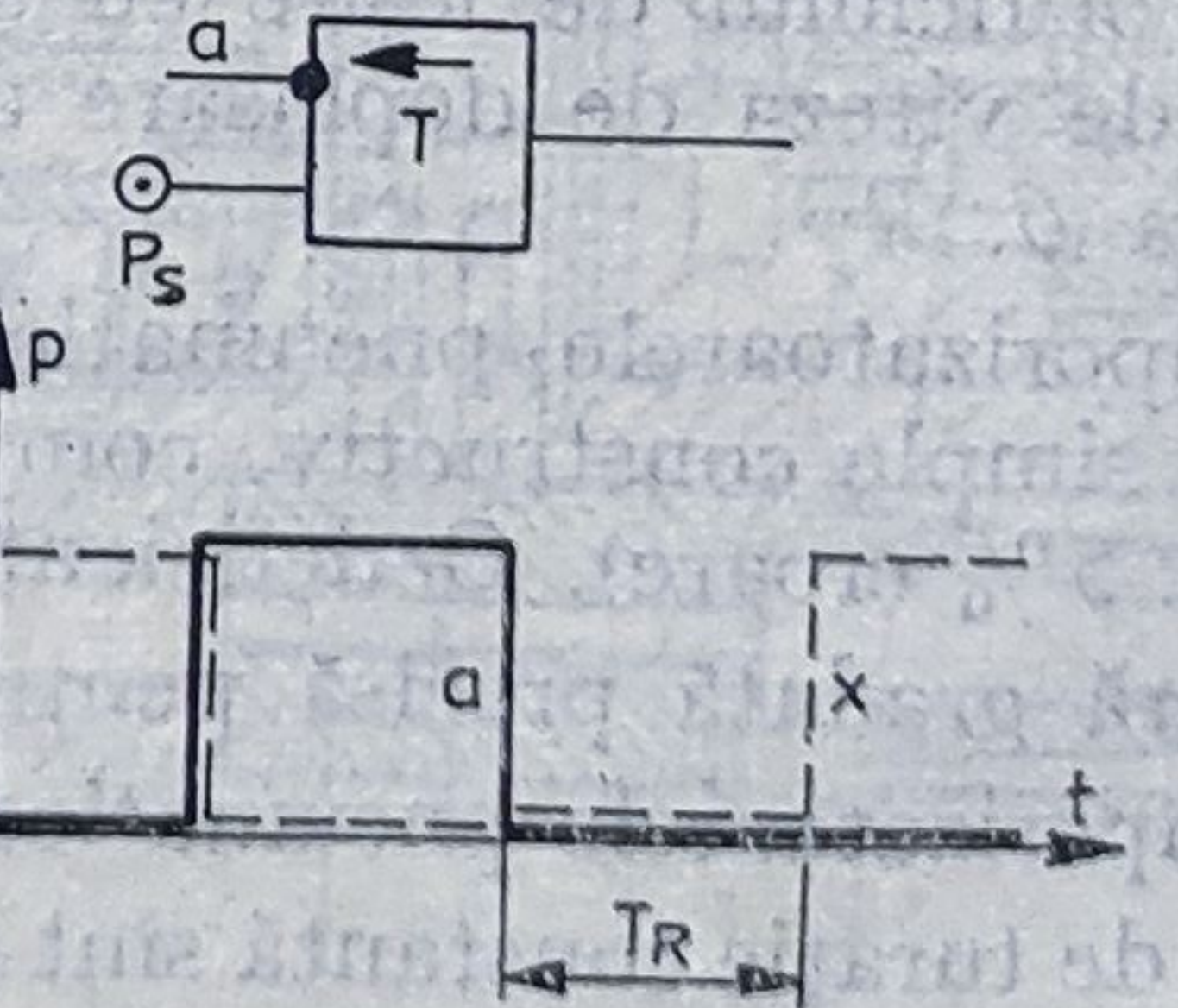
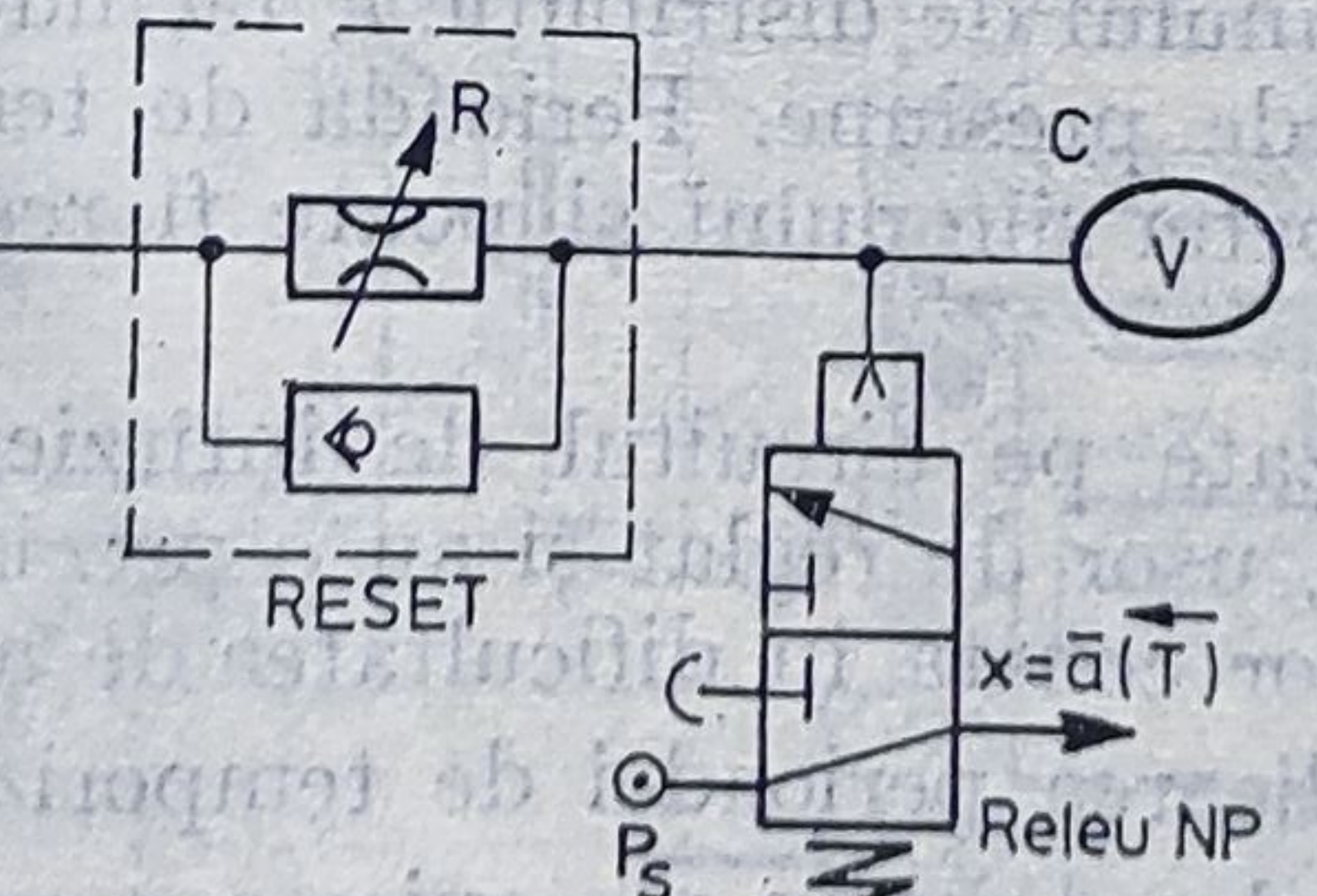
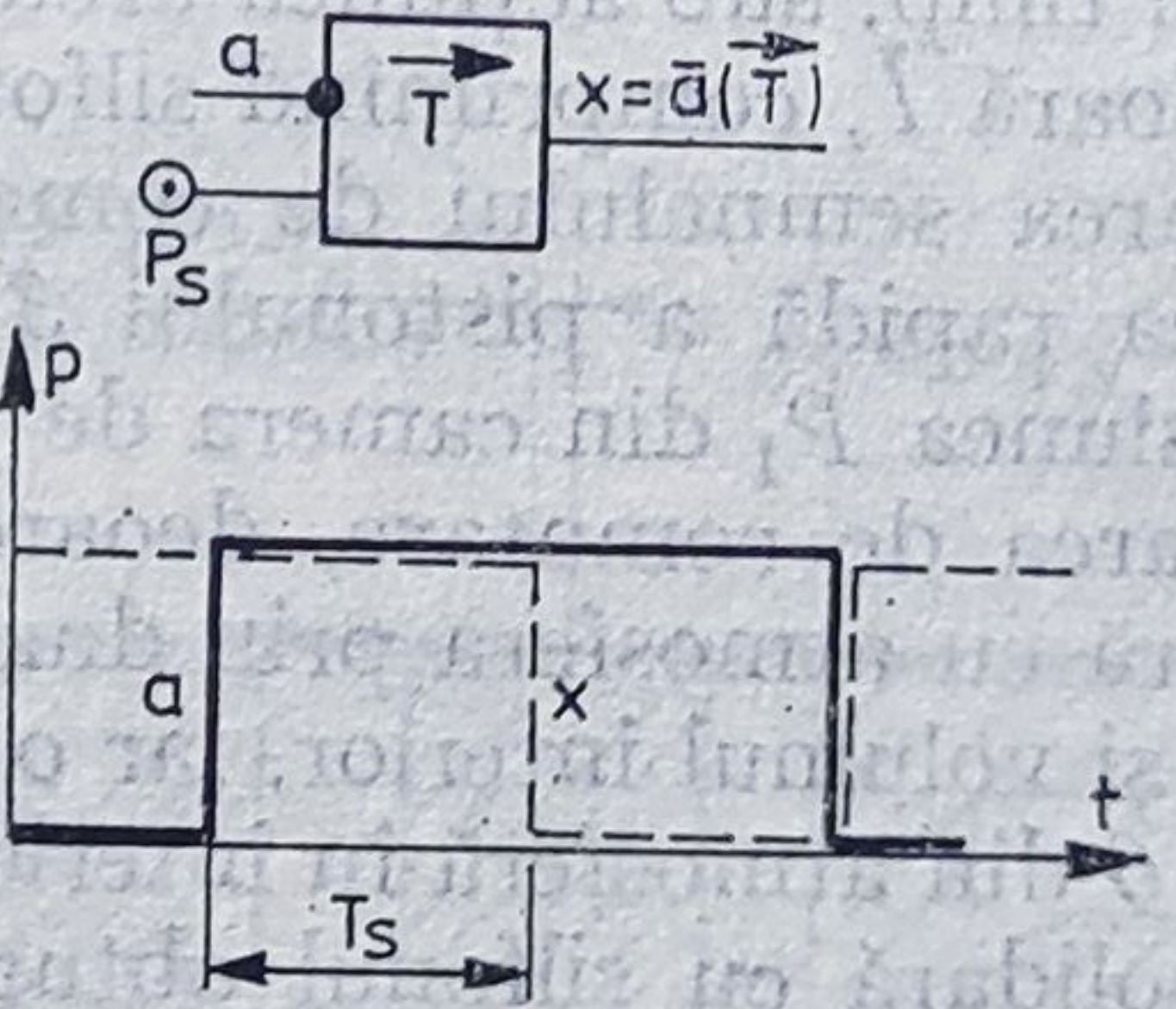
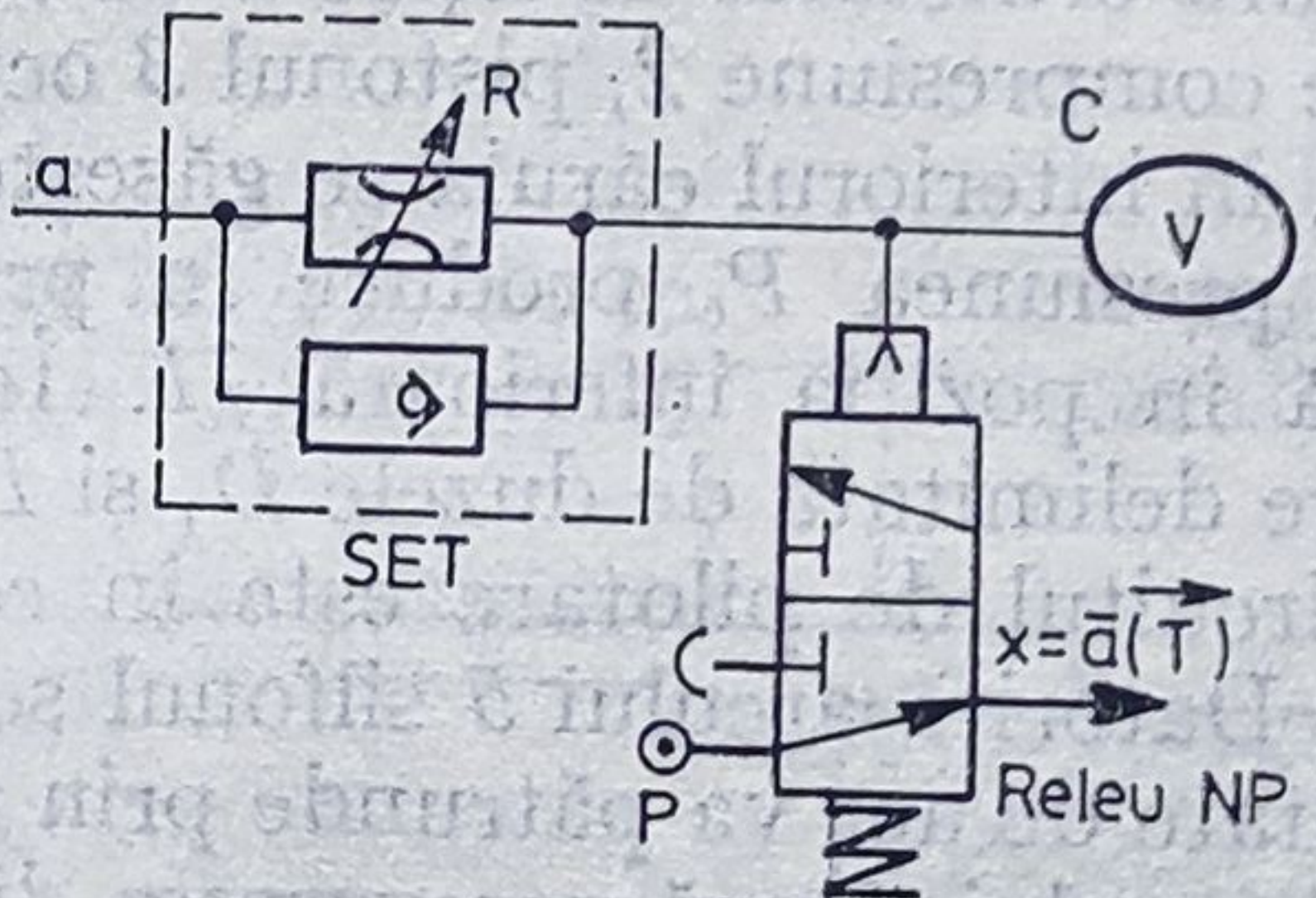
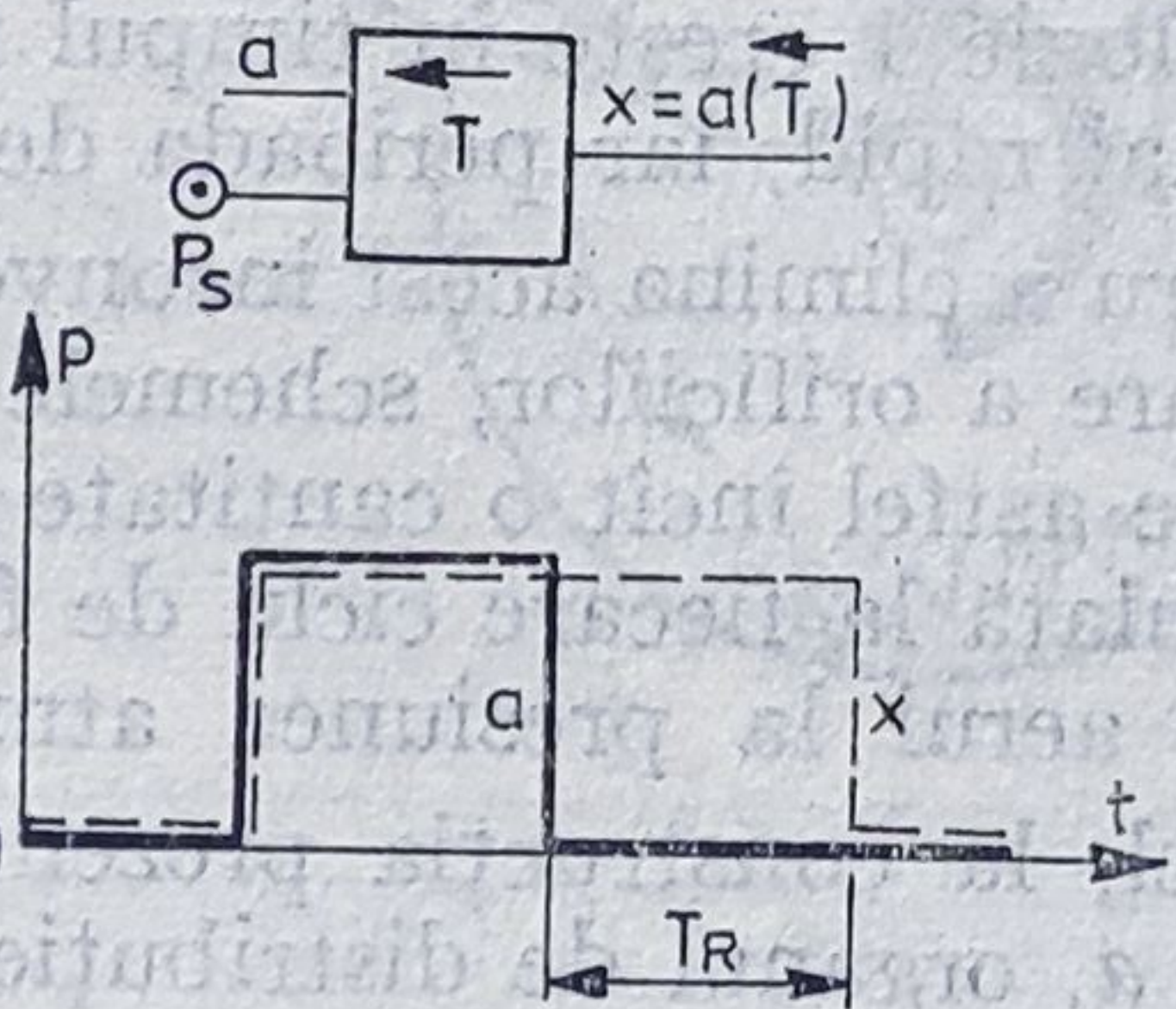
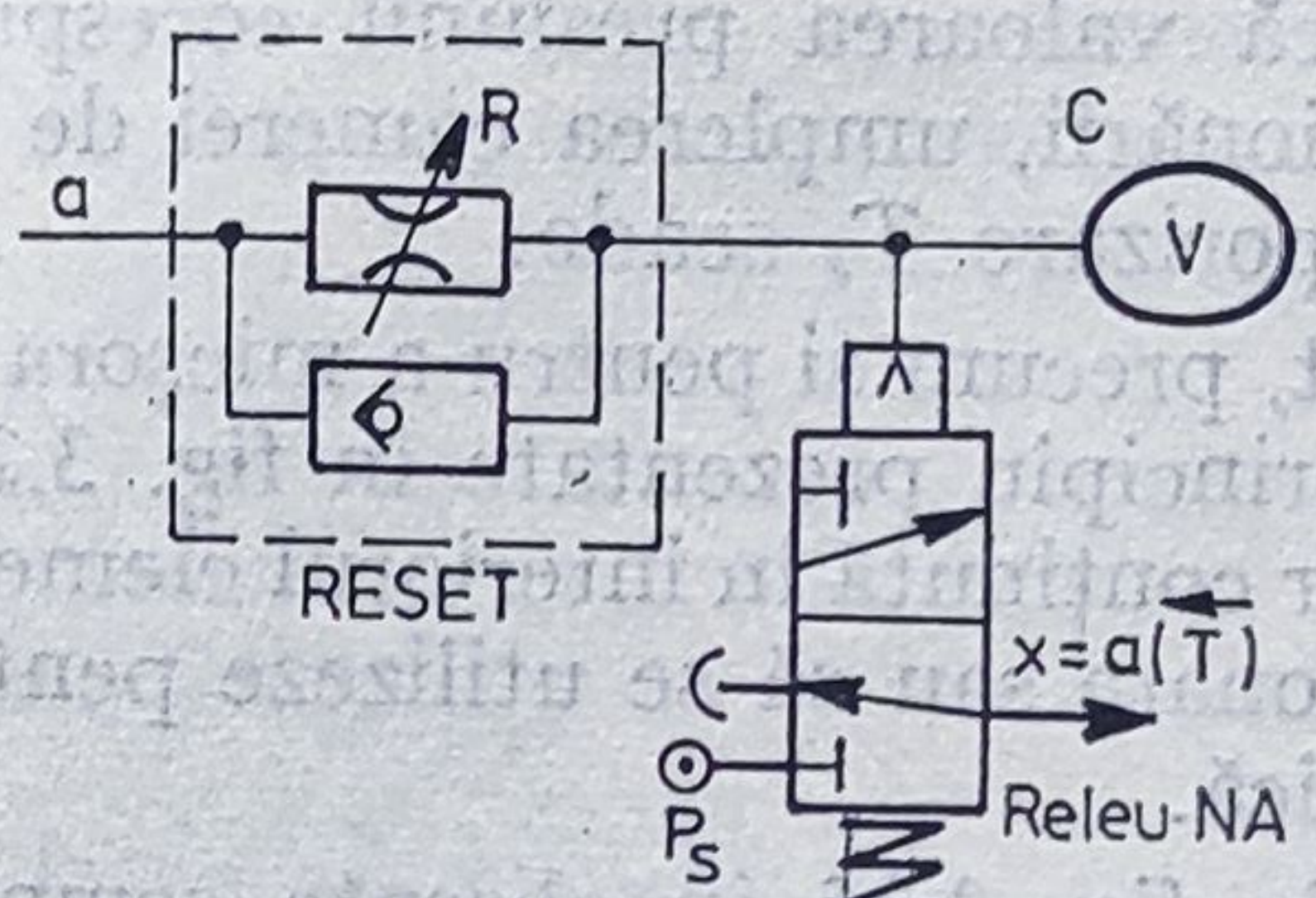
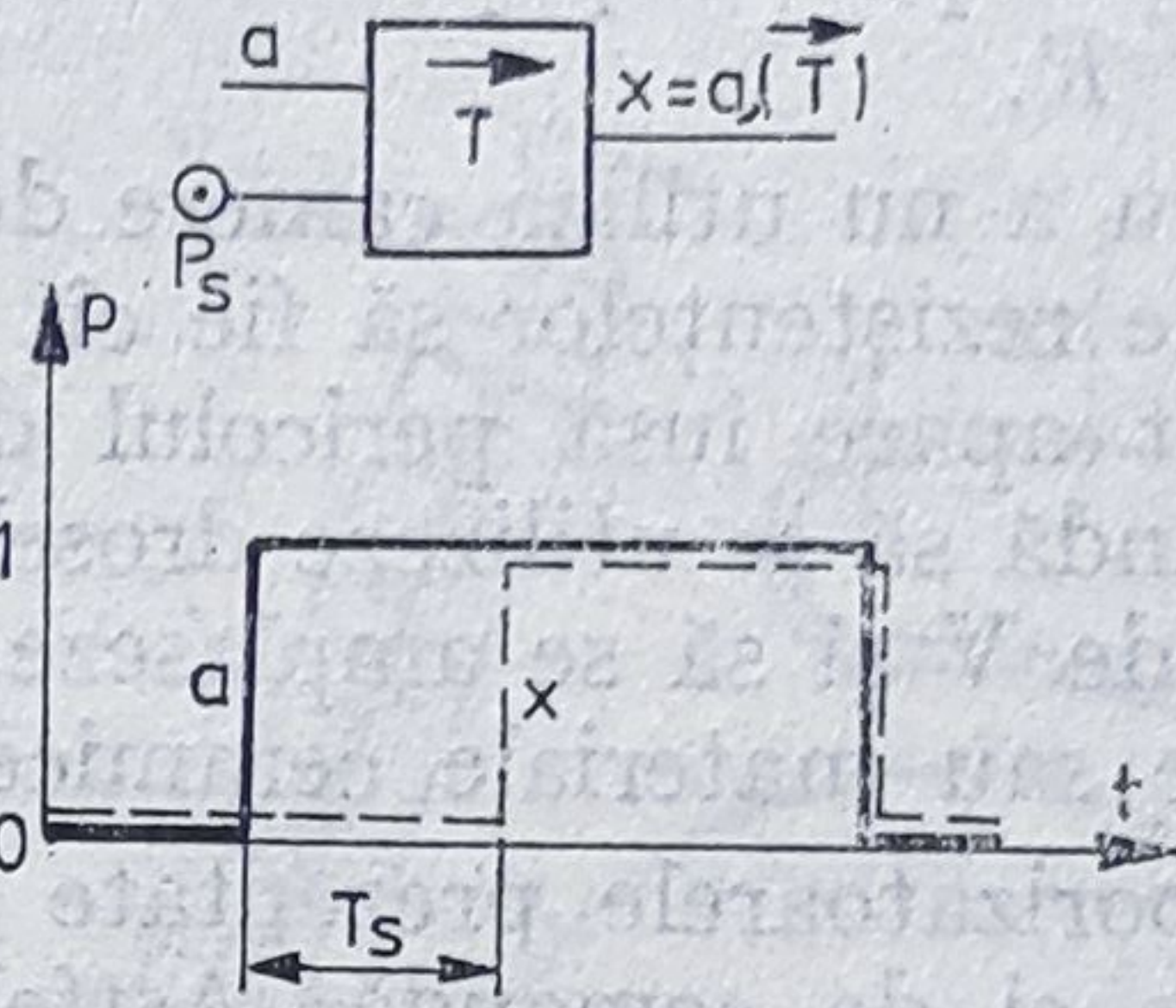
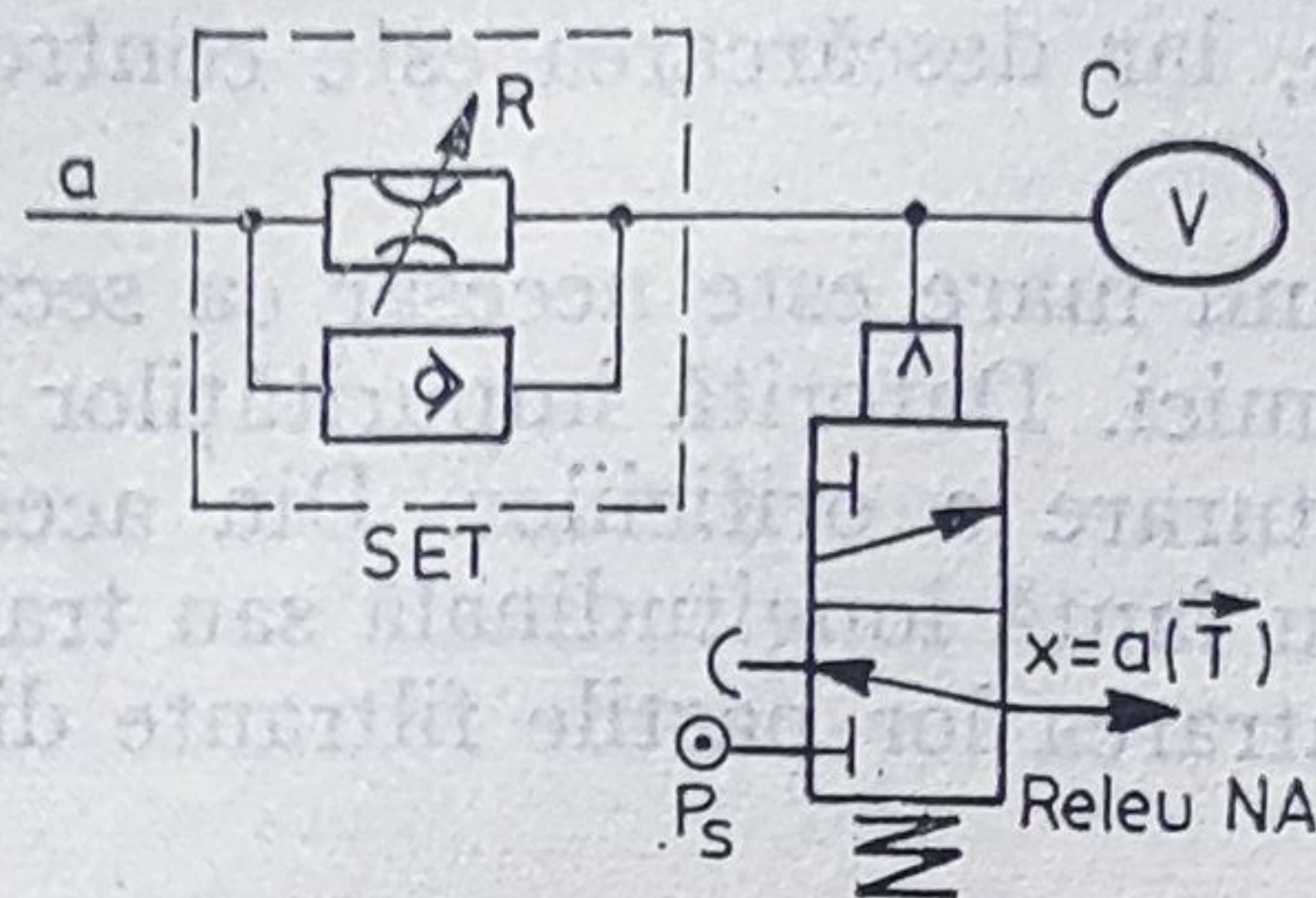


Fig. 3.24. Scheme de temporizatoare pneumatice cu circuit de întârziere de tip SET și RESET.

La temporizatoarele de tip RESET, releul pneumatic trece imediat de pe poziția normală pe cea comandată la apariția semnalului a , dar când acesta revine la starea 0, comutarea releului pe poziția preferențială este întârziată cu o perioadă de timp prerelgată. În acest scop, încărcarea camerei de comandă se face rapid prin supapa de sens unic, iar descărcarea este controlată prin rezistența R .

Pentru a nu utiliza camere de volum mare este necesar ca secțiunile de curgere ale rezistențelor să fie cât mai mici. Datorită impurităților din aerul comprimat apare însă pericolul de obturare a orificiilor. Din acest motiv, se recomandă să se utilizeze droselele cu fantă longitudinală sau transversală în formă de V și să se amplaseze la intrarea lor pastile filtrante din metale sinterizate sau materiale ceramice.

Temporizatoarele prezentate sînt sensibile la fluctuațiile presiunilor de alimentare și de comandă. Astfel, dacă valoarea presiunii corespunzătoare nivelului logic 1 crește în timpul funcționării, umplerea camerei de comandă se face mai rapid, iar perioada de temporizare T_s scade.

Pentru a elimina acest inconvenient, precum și pentru a micșora pericolul de obturare a orificiilor, schemele de principiu prezentate în fig. 3.24 pot fi modificate astfel încît o cantitate de aer conținută în interiorul elementului să fie recirculată la fiecare ciclu de funcționare sau să se utilizeze pentru circuitul R-C aerul la presiunea atmosferică.

Astfel, la construcția prezentată în fig. 3.25 în absența semnalului de comandă a , organul de distribuție 1 ocupă poziția preferențială sub acțiunea presiunii de alimentare P_s , făcînd legătura orificiului de ieșire x cu atmosfera. În același timp, sub acțiunea arcului de compresiune 2, pistonul 3 ocupă poziția superioară I, comprimînd silfonul 4, în interiorul căruia se găsește arcul 5. La aplicarea semnalului de comandă, presiunea P_c produce în prima fază deplasarea rapidă a pistonului 3, pînă în poziția inferioară II. În această fază, presiunea P_1 din camera de trecere delimitată de duzele D_1 și D_2 rămîne sub valoarea de comutare, deoarece circuitul de pilotare este în continuare în legătură cu atmosfera prin duza D_3 . Datorită arcului 5 silfonul se destinde mărindu-și volumul interior, iar o cantitate de aer va pătrunde prin rezistența reglabilă 6 din atmosferă în interiorul silfonului. După parcurgerea distanței d , clapeta solidară cu silfonul obturează duza D_3 , determinînd creșterea presiunii P_1 și prin aceasta comutarea organului de distribuție 1, făcîndu-se astfel legătura orificiului de ieșire cu sursa de presiune. Perioada de temporizare depinde de viteza de deplasare a clapetei silfonului și poate fi reglată prin rezistența 6.

Temporizatoarele pneumatice bazate pe circuitul de întârziere de tip R-C sînt simple constructiv, compacte, ușor de reglat și au o precizie relativ bună (2...5% eroare). O deficiență a lor constă în dificultatea de a le echipa cu o scară gradată precisă pentru indicarea perioadei de temporizare.

Temporizatoarele pneumatice cu relee de timp mecanice sau cu motoare electrice de turație constantă sînt mai precise (eroare sub 1%) și sînt prevăzute cu scară gradată, dar au o construcție mai complicată. În fig. 3.26 este reprezentat schematic un temporizator cu releu mecanic de timp. [Semnalul de comandă a deplasează pistonul cilindrului cu simplă acțiune 1, eliberînd astfel discul 2, care sub acțiunea unui arc 3 se rotește uniform pînă cînd

Fig. 3.25. Temporizator pneumatic cu circuit de întârziere R-C cuplat la atmosferă.

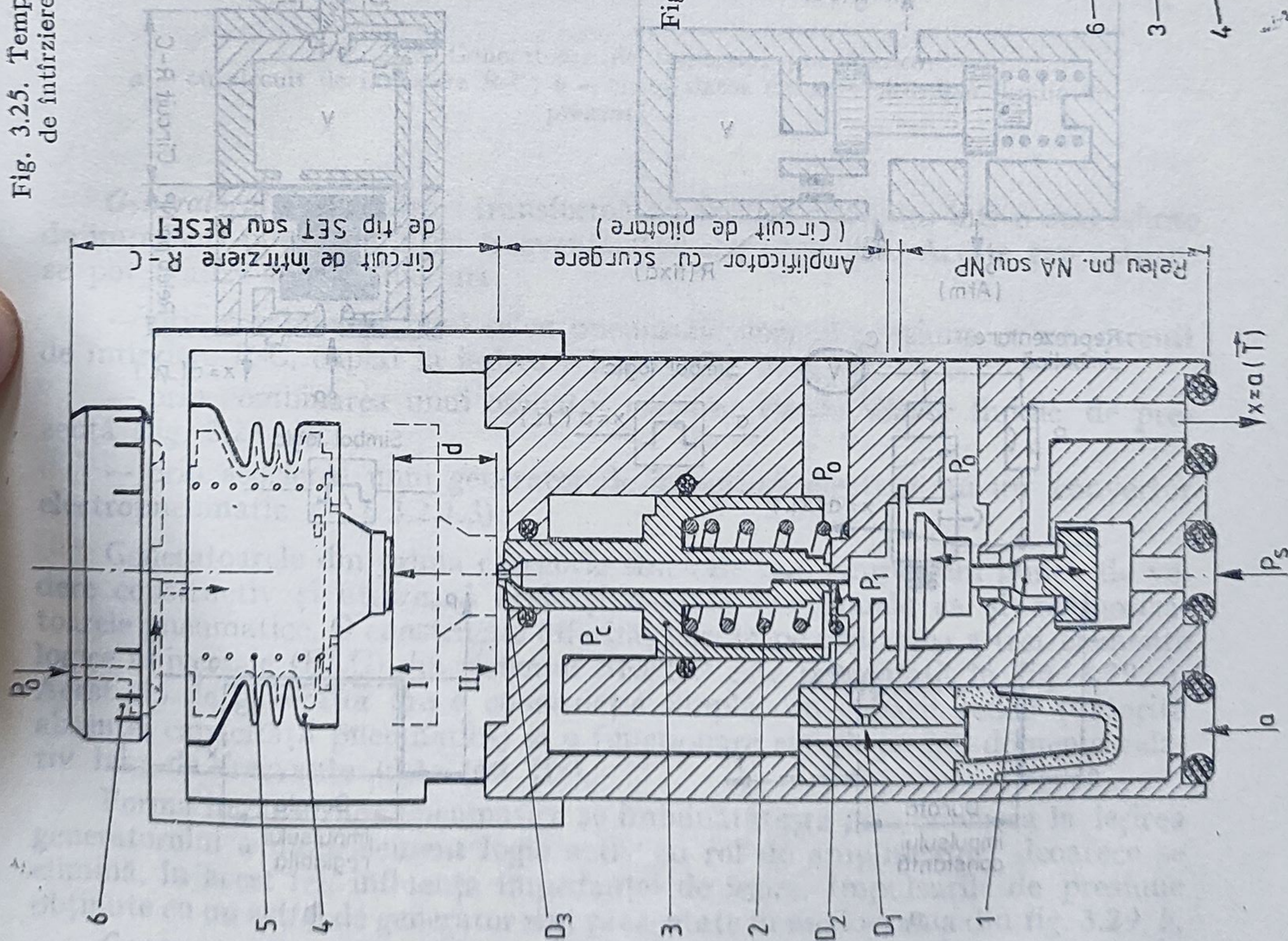
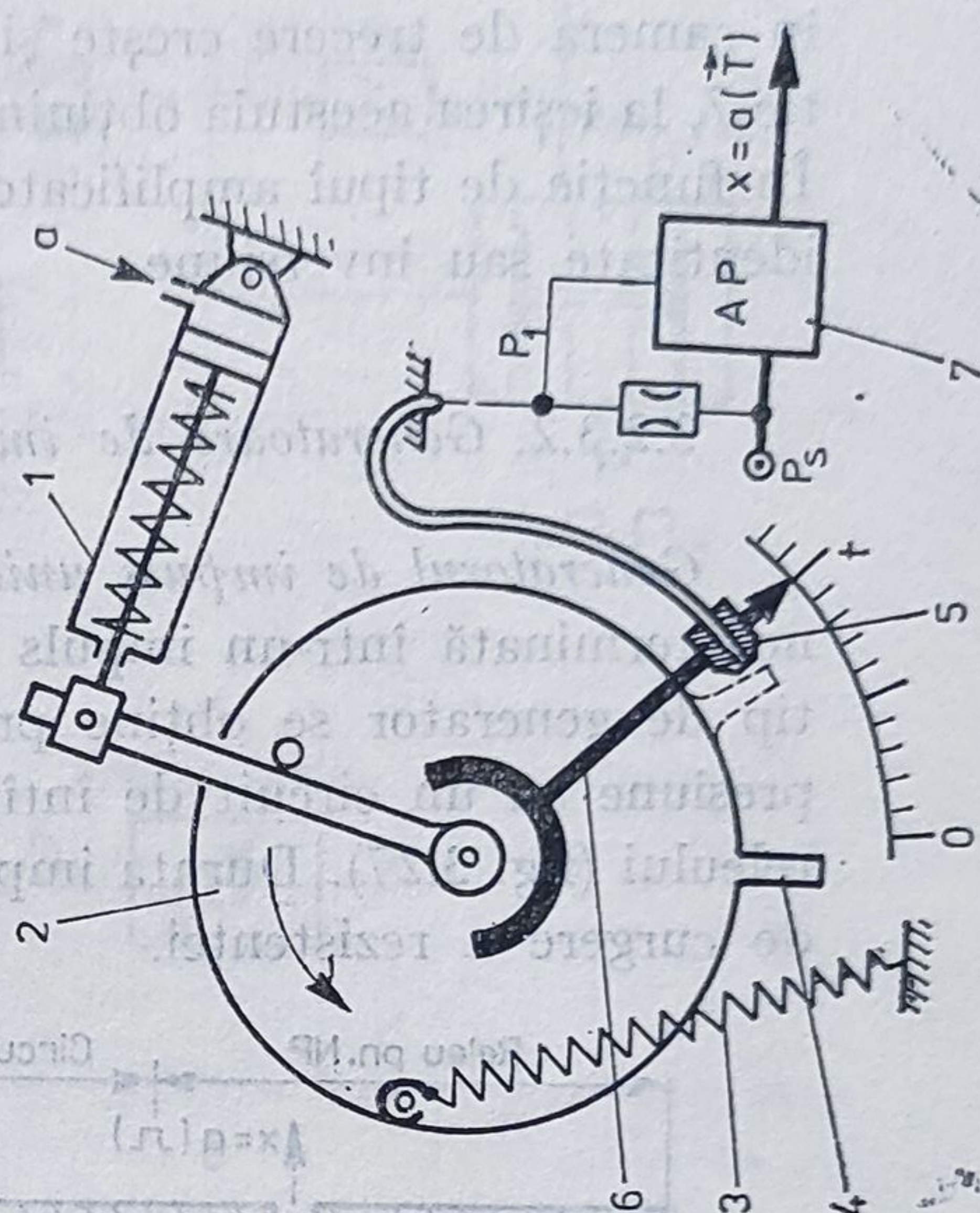


Fig. 3.26. Temporizator pneumatic cu releeu mecanic de timp.



clapeta 4 obturează duza 5. Perioada de temporizare poate fi reglată prin rotirea butonului 6 față de scara gradată. Când duza este obturată, presiunea P_1 în camera de trecere crește și produce comutarea amplificatorului pneumatic 7, la ieșirea acestuia obținându-se un semnal pneumatic de înaltă presiune. În funcție de tipul amplificatorului, temporizatorul realizează funcția logică identitate sau inversiune.

3.2.3.2. Generatoare de impulsuri pneumatice

Generatorul de impuls unic transformă un semnal pneumatic de durată nedeterminată într-un impuls de presiune de durată predeterminată. Acest tip de generator se obține prin combinarea unui relee pneumatic normal presiune cu un circuit de întârziere rezistență-capacitate, cuplat la intrarea releului (fig. 3.27). Durata impulsului se realizează prin modificarea secțiunii de curgere a rezistenței.

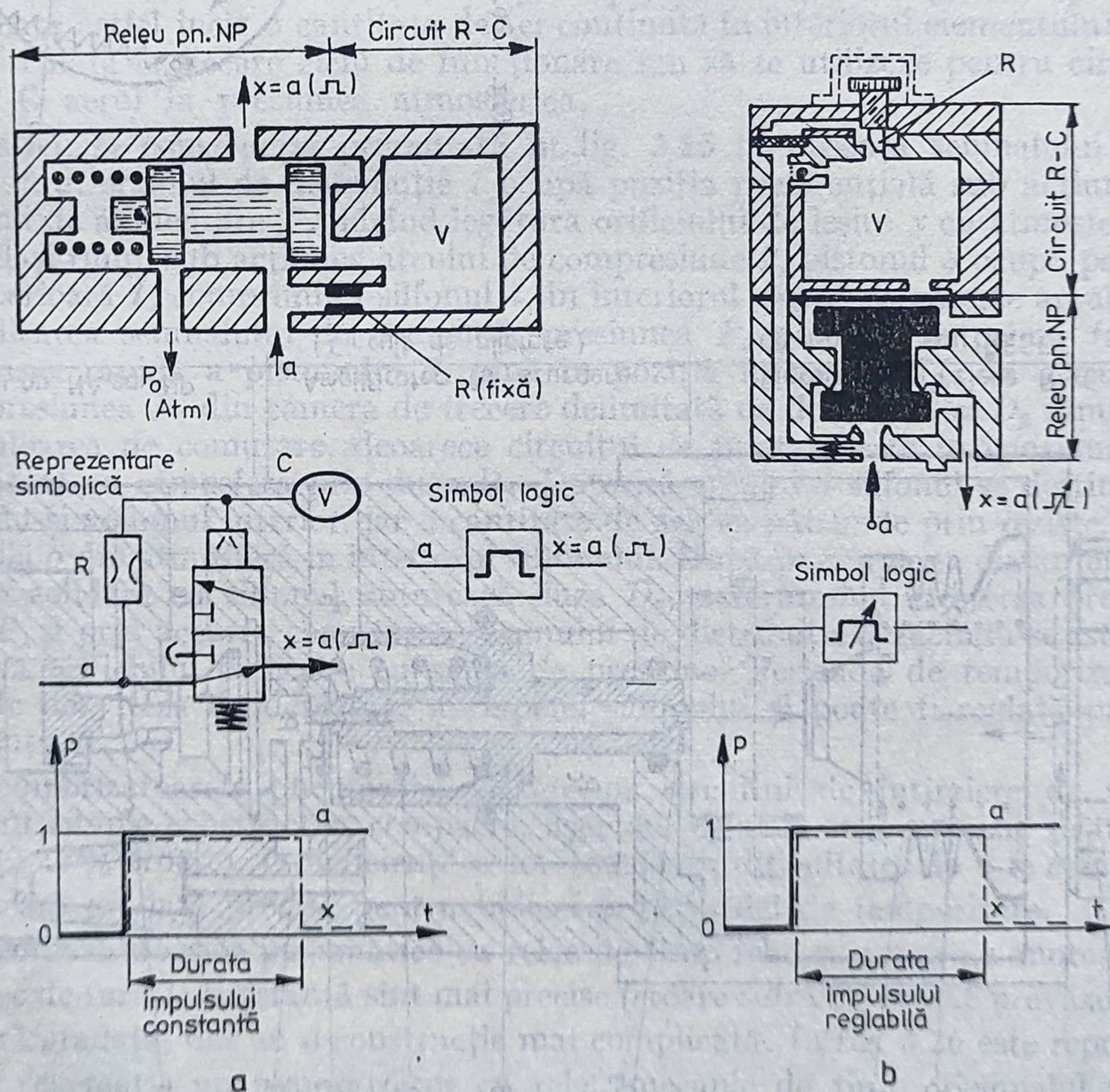


Fig. 3.27. Generatoare de impuls unic cu circuit de întârziere R-C:
a — cu sertar cilindric; b — cu supape.

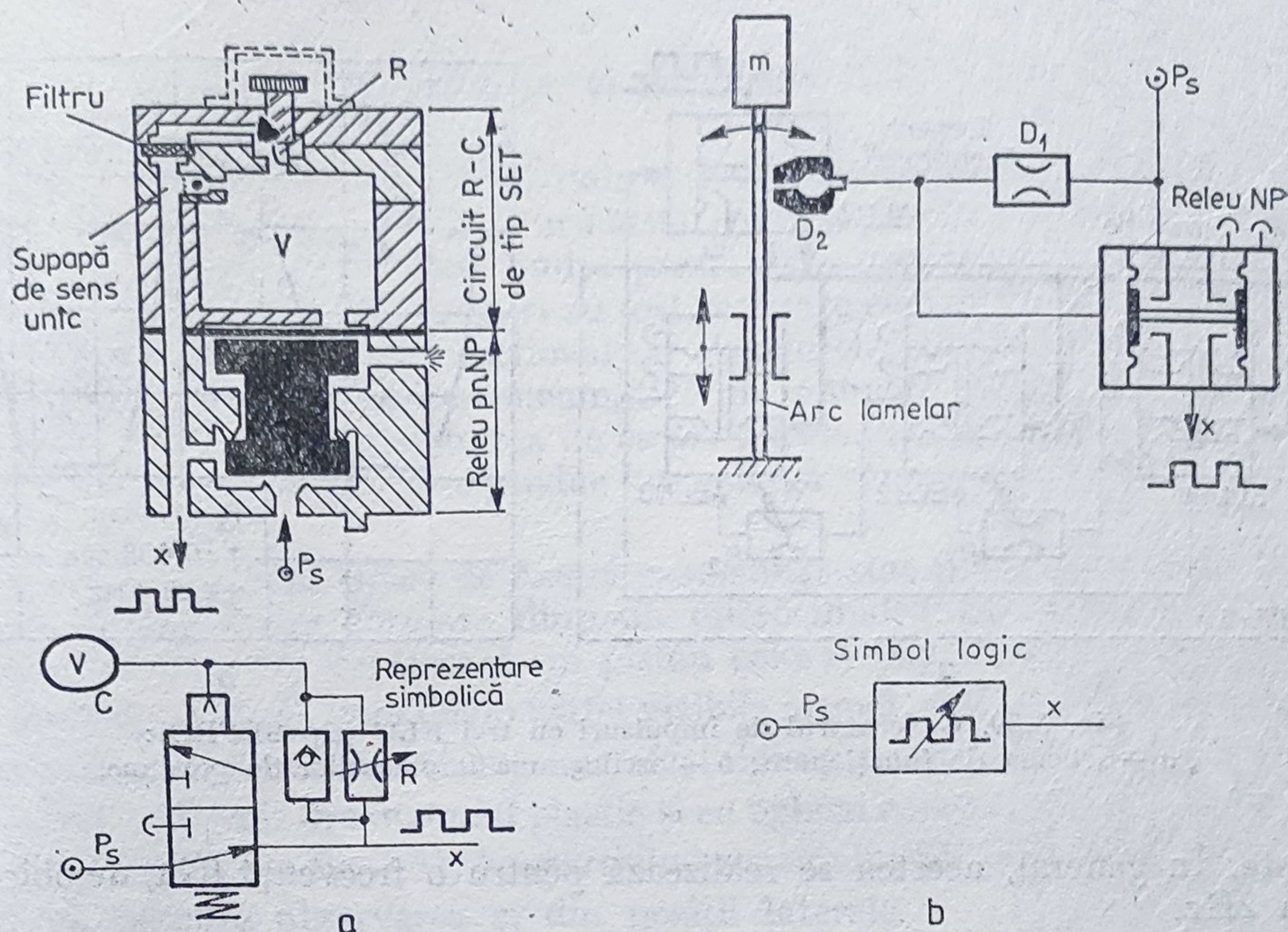


Fig. 3.28. Generatoare de impulsuri pneumatice:
 a — cu circuit de întârziere R-C; b — cu oscilator mecanic și senzor fluidic de prezență.

Generatorul de impulsuri transformă un semnal continuu într-o succesiune de impulsuri pneumatice, cu frecvență fixă sau reglabilă. Aceste generatoare se pot realiza în trei moduri:

- prin combinarea unui relev pneumatic normal presiune cu un circuit de întârziere R-C, cuplat la ieșirea releului (fig. 3.28, a);
- prin combinarea unui oscilator mecanic cu un senzor fluidic de prezență (fig. 3.28, b);
- prin asocierea unui generator de impulsuri electrice cu un convertor electropneumatic (v. § 3.2.1.3).

Generatoarele din prima categorie sînt cele mai simple din punct de vedere constructiv și utilizează aceleași module funcționale ca și temporizatoarele pneumatice. O construcție diferită, bazată pe utilizarea a trei elemente logice universale (ELU) din sistemul SEFRO este prezentată în fig. 3.29, a. Acest tip de generator are o construcție simplă, un gabarit redus (datorită absenței capacității pneumatice) și o funcționare sigură pe un domeniu relativ larg de frecvențe (0,1...120 Hz).

Forma impulsurilor pneumatice se îmbunătățește prin cuplarea la ieșirea generatorului a unui element logic activ cu rol de amplificator, deoarece se elimină, în acest fel, influența impedenței de ieșire. Impulsurile de presiune obținute cu un astfel de generator sînt prezentate în oscilograma din fig. 3.29, b.

Generatoarele de impulsuri pneumatice cu oscilator mecanic sînt foarte precise, dar sînt sensibile la șocuri și vibrații și au o gamă restrînsă de frec-

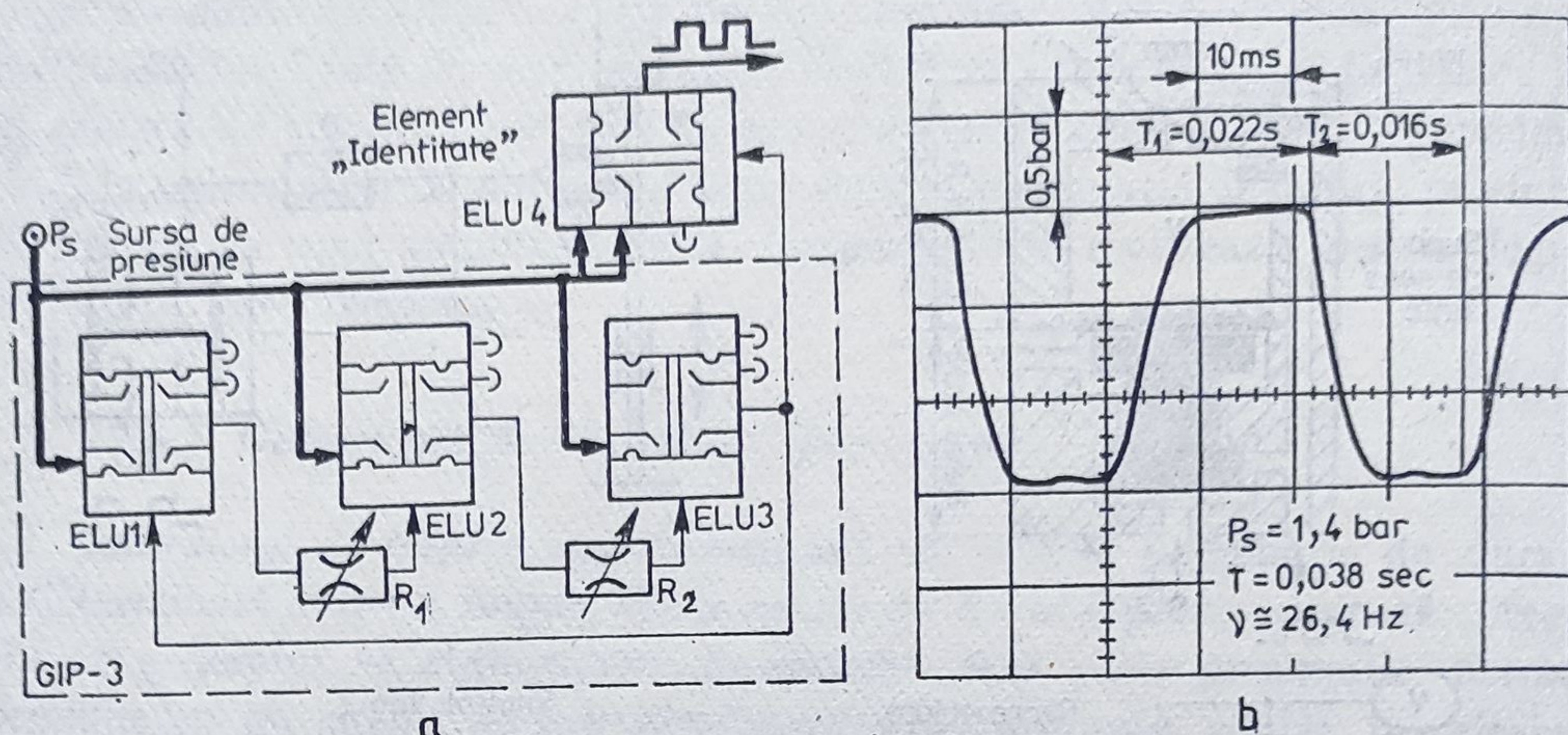


Fig. 3.29. Generatorul de impulsuri cu trei ELU (tip SEFRO):
 a — schema de funcționare; b — oscilograma impulsurilor de presiune.

vențe. În general, acestea se realizează pentru o frecvență fixă, de obicei 1 sau 2 Hz.

O analiză exhaustivă a generatoarelor de impulsuri pneumatice cu oscilatoare mecanice este prezentată în [3.6], [3.9].

3.2.4. Convertoare pneumoelectrice (CPE)

Aceste elemente au rolul de a închide sau deschide contactele unui microîntrerupător electric atunci când primesc un semnal pneumatic.

Principiul de funcționare este ilustrat în fig. 3.30. La apariția semnalului pneumatic a , membrana 1 comprimă arcul 2, iar prin intermediul pistonului conic 3, realizează comutarea microîntrerupătorului 4.

Prin combinarea acestui tip de CPE cu un amplificator pilotat (§ 3.2.2.2) se obține un convertor ce poate fi comandat cu presiune joasă. De asemenea, prin combinarea CPE cu comandă directă cu mano-vacuumstate (§ 3.2.1.3) se poate regla valoarea suprapresiunii sau depresiunii la care să aibă loc comutarea microîntrerupătorului electric.

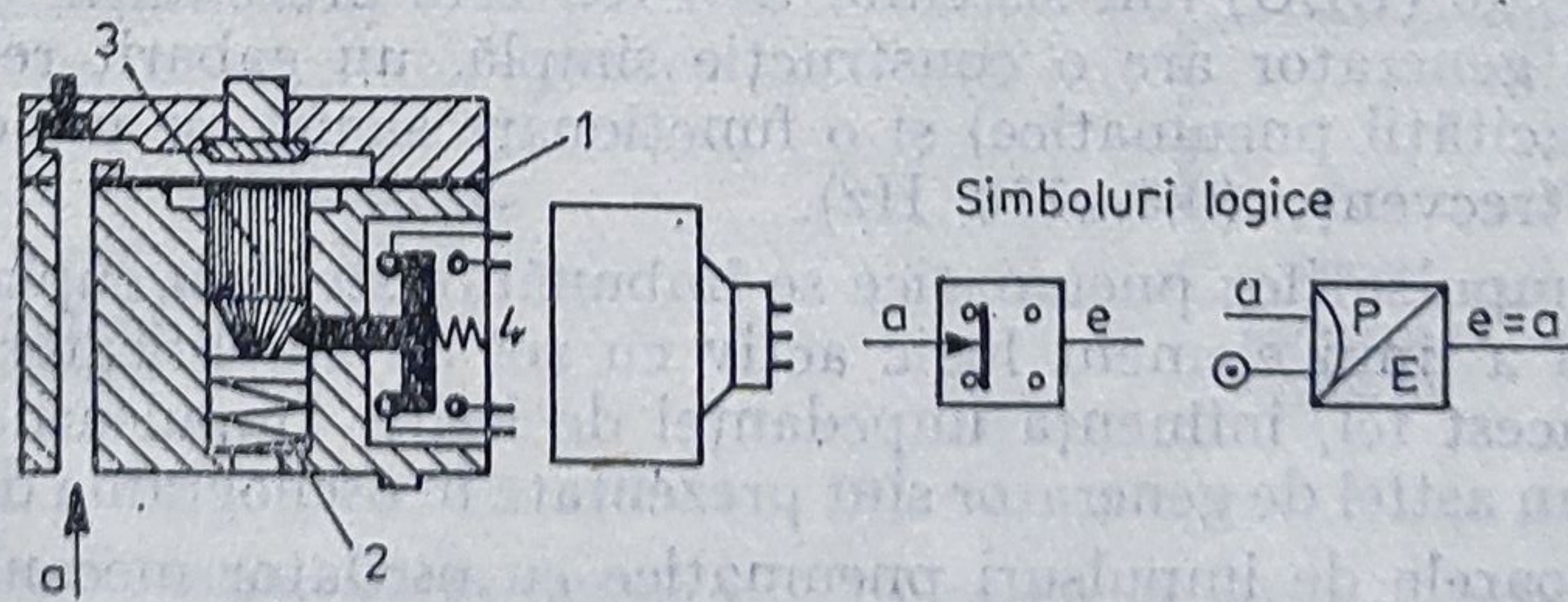


Fig. 3.30. Convertor pneumoelectric (CPE) cu comandă directă.

3.2.5. Elemente de vizualizare și avertizare

În numeroase aplicații industriale este necesar ca valoarea logică a unor semnale pneumatice să poată fi urmărită continuu de la un pupitru de control sau ca la atingerea unor limite prestabilite operatorul să fie avertizat vizual sau sonor. În aceste scopuri au fost realizate elemente pneumatice (similarea din punct de vedere funcțional cu elementele electrice de panou) care transformă semnalele logice pneumatice în semnale optice sau acustice. Ele sînt cunoscute sub denumirea de *becuri pneumatice*, *numărătoare pneumatice*, *hufe pneumatice* etc. și se produc într-o largă varietate de forme și dimensiuni.

Două construcții tipice de *becuri pneumatice* sînt prezentate în fig. 3.31. Aceste elemente sînt formate dintr-un microcilindru cu simplă acțiune și revine prin arc care deplasează un piston colorat (fig. 3.31, *a*) sau o bușă colorată (fig. 3.31, *b*), care devin astfel vizibile atunci cînd se aplică un semnal pneumatic la intrare. Pentru mărirea efectului optic becurile pneumatice sînt prevăzute cu lentile din material plastic și cu oglinzi concave sau de alte forme.

Construcția din fig. 3.31, *b*, aparținînd sistemului SEFRO, prezintă avantajul că permite observarea și din poziții laterale.

În fig. 3.32 sînt prezentate două *numărătoare de impulsuri* pneumatice cu afișaj digital și readucere la zero fie prin apăsarea manuală a butonului de resetare, fie prin aplicarea unui impuls pneumatic. Varianta din fig. 3.32, *a* este un totalizator simplu cu 6 cifre, care după atingerea numărului maxim reîncepe numărare de la zero. Numărătorul din fig. 3.32, *b*, denumit cu „pre-scriere”, începe numărare de la o valoare preselectată manual, iar la atingerea numărului zero emite un semnal pneumatic care poate fi utilizat pentru oprirea instalației sau acționarea unor elemente de avertizare.

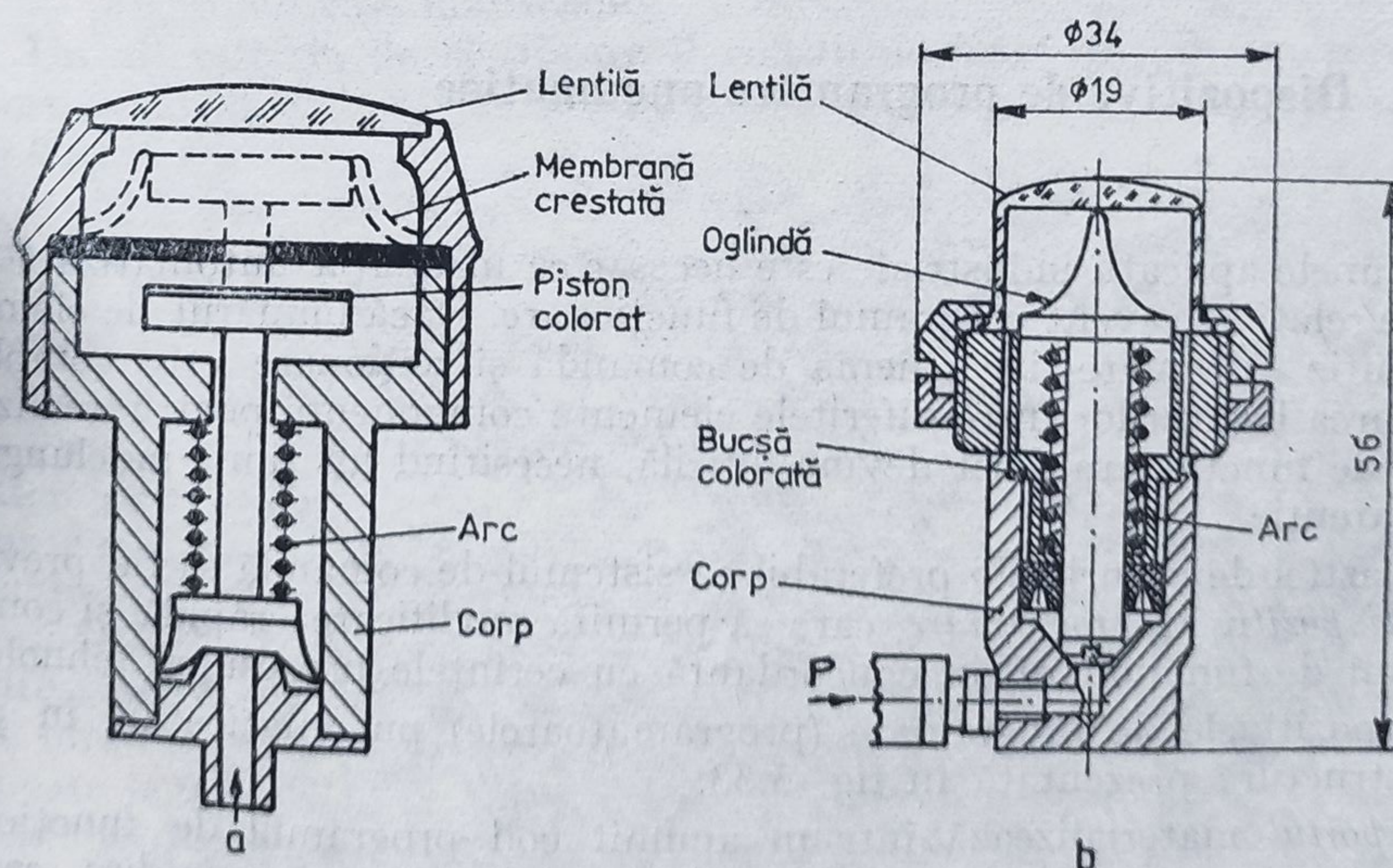


Fig. 3.31. Becuri pneumatice: *a* — cu piston colorat; *b* — cu bușă colorată (tip SEFRO).

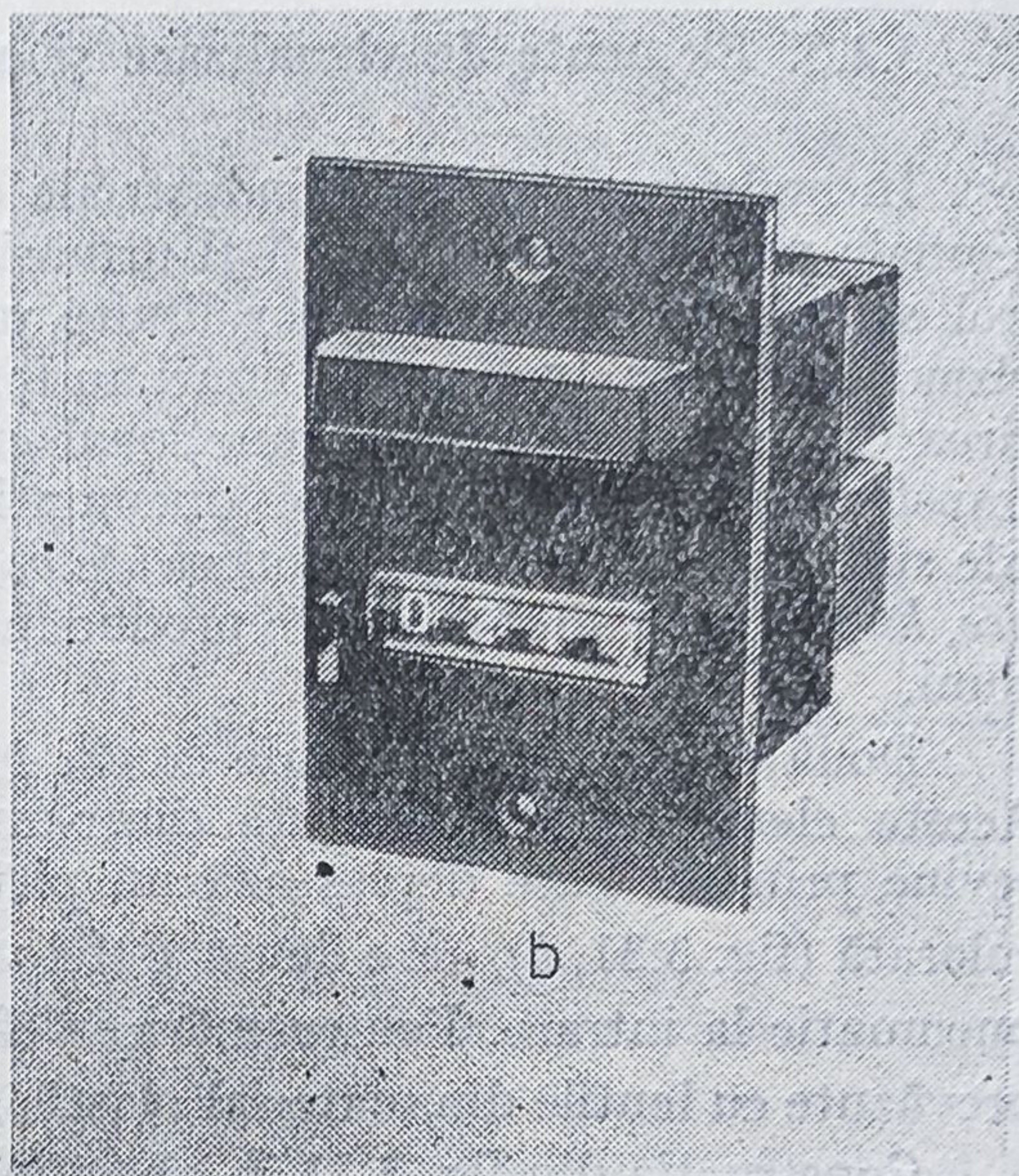
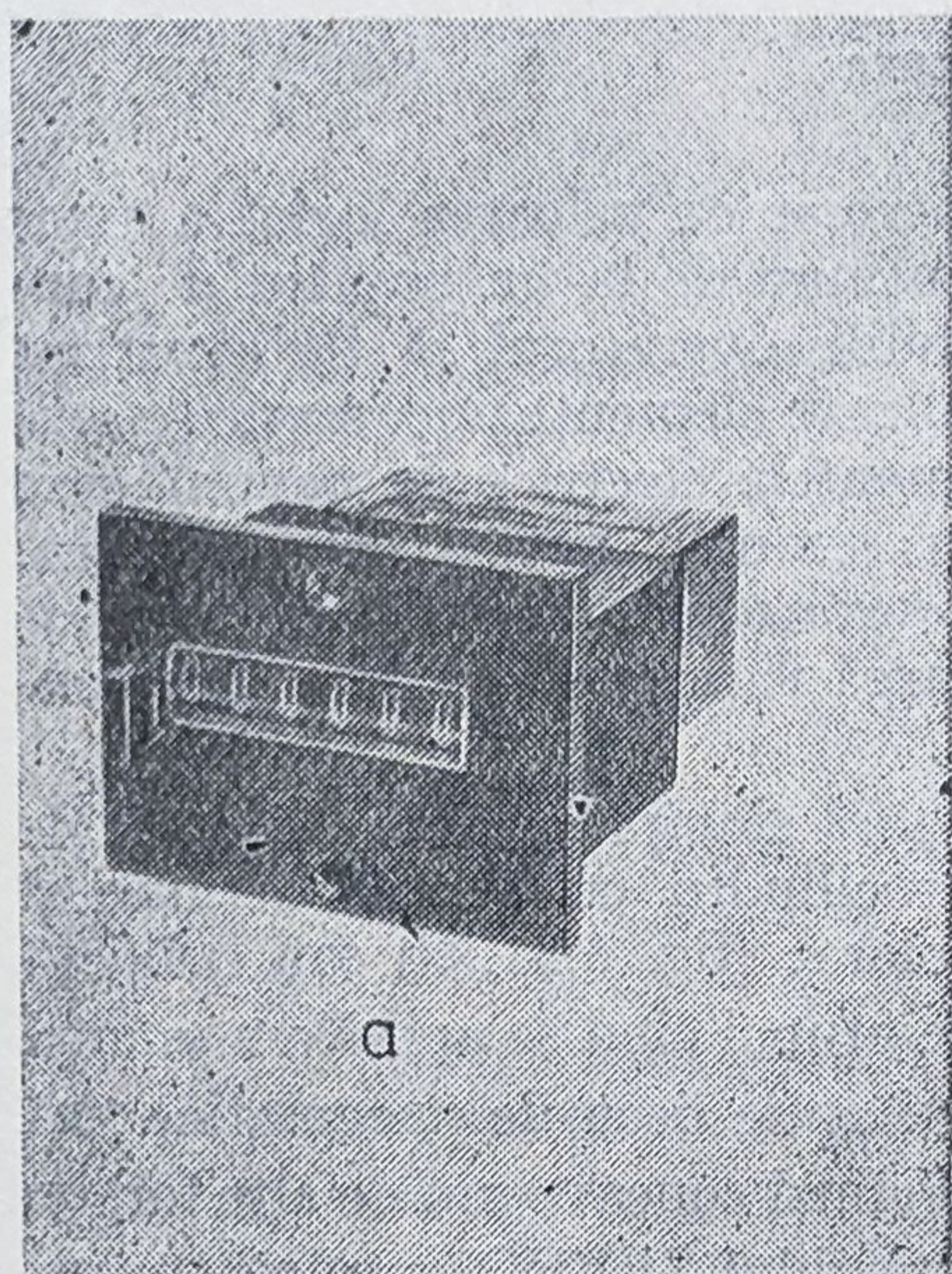


Fig. 3.32. Numărătoare mecanice de impulsuri pneumatice:
a — cu totalizator simplu; b — cu prescriere.

Numărătoarele prezentate, în combinație cu senzori de prezență sau proximitate, servesc la numărarea diferitelor produse în instalațiile automate de control și sortare, de umplere, de ambalare etc. sau la contorizarea numărului de pași dintr-un program.

Hușele pneumatice sînt microsirene cu membrană sau tub acustic comandate prin semnalele pneumatice de ieșire.

3.3. Dispozitive de programare pneumatice

În unele aplicații industriale este necesar ca instalația automatizată să-și schimbe relativ frecvent programul de funcționare. Dacă numărul de elemente de execuție este mare, iar schema de comandă și acționare este complexă, modificarea legăturilor între diferitele elemente componente pentru realizarea ciclului de funcționare dorit devine dificilă, necesitînd un timp îndelungat și multă atenție.

În astfel de cazuri este preferabil ca sistemul de comandă să fie prevăzut cu un *dispozitiv de programare*, care să permită modificarea rapidă și comodă a ciclului de funcționare, în concordanță cu cerințele procesului tehnologic.

Dispozitivele de programare (programatoarele) pneumatice au, în principiu, structura prezentată în fig. 3.33.

Suportul materializează într-un anumit cod programul de funcționare și se poate prezenta sub formă de tambur sau bandă cu came, disc, cartelă sau bandă perforată, matrice etc.

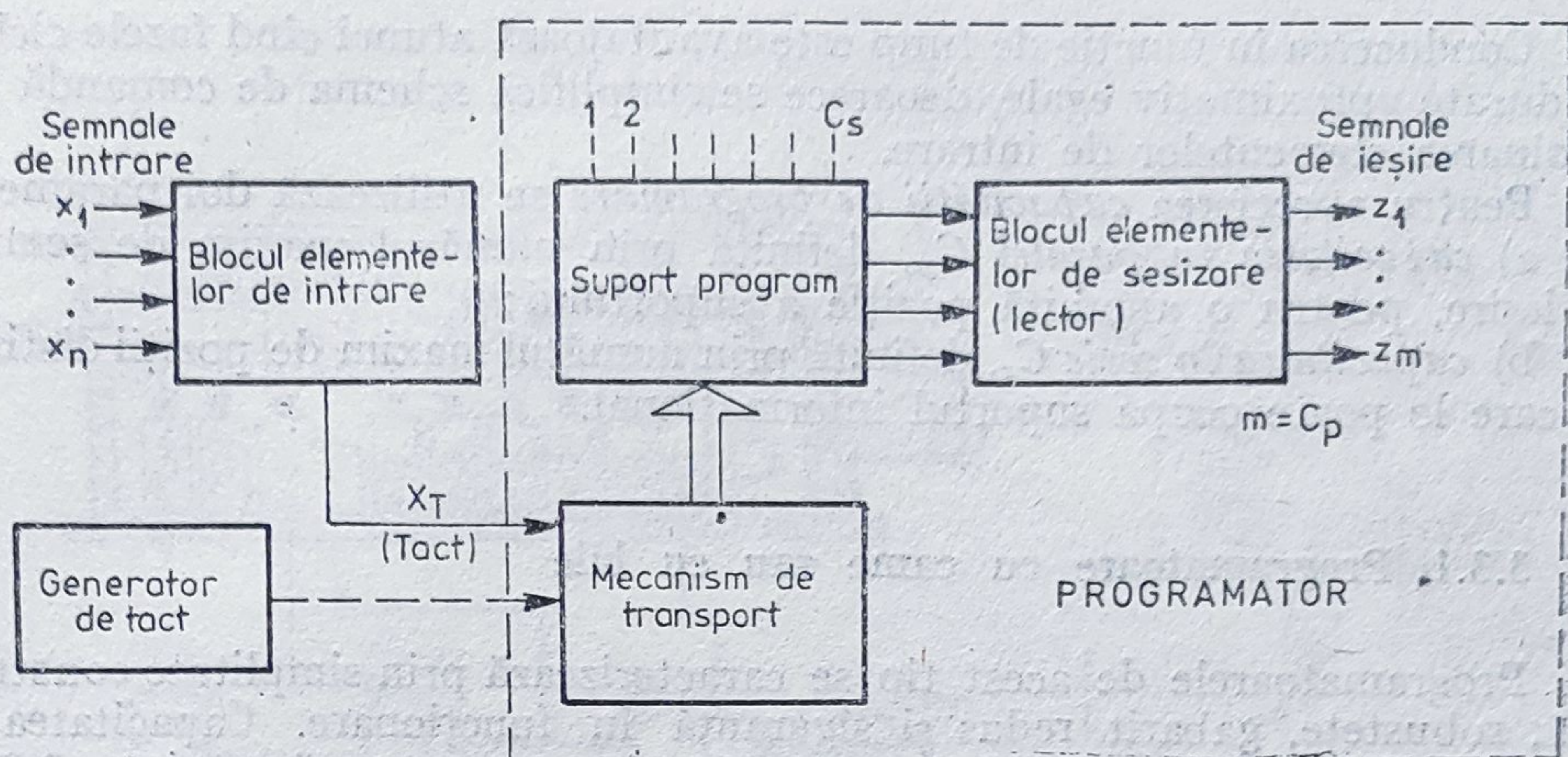


Fig. 3.33. Schema bloc a dispozitivelor de programare pneumatice.

Elementele de sesizare realizează „citirea” programului și în funcție de tipul suportului, pot fi cu sau fără contact mecanic. Aceste elemente sînt identice din punct de vedere constructiv și funcțional cu sesizoarele de cursă cu piese mobile, respectiv cu senzorii fluidici cu contrapresiune sau cu jet întreruptibil (v. § 3.2.1.1).

Mecanismul de transport realizează mișcarea relativă între suportul programului și blocul elementelor de sesizare (deplasarea suportului față de lector sau invers).

Criteriul principal pentru *clasificarea* programatoarelor pneumatice îl constituie *tipul suportului* utilizat pentru materializarea programului, în funcție de care acestea se împart în următoarele categorii:

- programatoare cu came sau cu bile;
- programatoare cu suport perforat în formă de disc, cartelă sau bandă;
- programatoare cu selector de canale;
- programatoare matriciale.

Un alt criteriu de clasificare îl constituie *tipul mișcării* relative dintre suport și blocul elementelor de sesizare. Din acest punct de vedere programatoarele pot fi:

- cu mișcare continuă și uniformă, cînd pentru antrenare se folosesc micromotoare electrice sau pneumatice rotative cu reductor de turație;
- cu mișcare scdată (pas cu pas), cînd pentru antrenare se folosesc fie micromotoare electrice sau pneumatice pas cu pas, fie motoare liniare cu mecanisme de sens unic.

Programatoarele cu mișcare continuă nu utilizează semnale de reacție pentru confirmarea realizării fazelor, programul desfășurîndu-se continuu chiar dacă una sau mai multe faze din cadrul ciclului nu se efectuează din anumite motive. Spre deosebire, programatoarele cu *mișcare scdată* nu trec la următorul pas din program decît atunci cînd toate condițiile sînt satisfăcute (toate semnalele de reacție de la senzori sînt recepționate), ceea ce conferă mai multă siguranță în funcționare. În acest caz, derularea programului se poate face în funcție de *spațiu* (semnalele de tact provin de la senzorii de cursă) sau în funcție de *timp*, dacă semnalele de tact provin de la un generator de impulsuri.

Conducerea în funcție de timp este avantajoasă atunci când fazele ciclului au durate aproximativ egale, deoarece se simplifică schema de comandă prin eliminarea elementelor de intrare.

Pentru aprecierea *capacității de programare* se utilizează doi parametri:

a) *capacitatea în paralel* C_p , definită prin numărul maxim de semnale de ieșire, pentru o anumită poziție a suportului;

b) *capacitatea în serie* C_s , definită prin numărul maxim de poziții distincte pe care le poate ocupa suportul informațional.

3.3.1. Programatoare cu came sau cu bile

Programatoarele de acest tip se caracterizează prin simplitate constructivă, robustețe, gabarit redus și siguranță în funcționare. Capacitatea în paralel este, în mod obișnuit, de 8 ... 12 bit, dar poate fi mărită pînă la 100 bit, iar capacitatea în serie, în cazul celor cu mișcare sacadată, este de (10 ... 50) pași de rotație.

Sesizările mecanopneumatice sînt microdistribuitoare ($D_N = 2...4$ mm) cu trei sau patru orificii și două poziții de lucru, care transformă cursa de ridicare a camelor în impulsuri de presiune. Un avantaj important pe care îl conferă aceste microdistribuitoare constă în faptul că semnalele de ieșire sînt de înaltă presiune și pot fi utilizate pentru comanda directă a motoarelor pneumatice de mici dimensiuni sau a distribuitoarelor pneumatice.

În fig. 3.34 se prezintă construcția unui programator cu came cu mișcare continuă și uniformă, realizat de firma FESTO. Motorul electric 1 antrenează prin intermediul reductorului 2 arborele 3, pe care sînt montate camele duble 4. Durata unui semnal de ieșire depinde de turația arborelui (constantă) și de unghiul φ corespunzător cursei de ridicare, care poate fi modificat prin rotirea relativă a celor două came alăturate a și b . Durata întregului ciclu de funcționare este egală cu perioada de rotație a arborelui și este cuprinsă, de obicei, între 1 minut și 1 oră.

Dacă se utilizează distribuitoarele cu comandă electromagnetică, microdistribuitoarele pneumatice 5 se înlocuiesc cu microîntrerupătoare electrice 6. Rotirea arborelui cu came se poate efectua și manual prin rozeta gradată 7.

Capacitatea în serie și durata ciclului pot fi mărite prin înlocuirea arborelui cu came printr-o bandă cu came (fig. 3.35), formată din două curele dințate între care se fixează o serie de tije paralele. Camele, executate din material plastic, se montează prin presare pe tije. În acest fel, schimbarea programului de lucru se realizează rapid și comod, dar există inconvenientul că unghiul de supraînălțare nu mai poate fi reglat continuu.

Schema unui programator cu bile și mișcare scadată este prezentată în fig. 3.36. În tamburul 1 sînt practicate locașuri sferice pentru poziționarea bilelor 2, care pot fi introduse sau scoase prin orificiul din carcasa 3. Numărul de locașuri dintr-o secțiune transversală determină capacitatea în serie ($C_s = 10$ în exemplul prezentat — fig. 3.36, b), iar numărul de coloane, capacitatea în paralel ($C_p = 8$). Deoarece semnalele de ieșire se obțin numai atît timp cît bilele 2 sînt în contact cu palpatoarele 4, de cele mai multe ori sînt necesare distribuitoare care memorează impulsurile de comandă. Programul dorit se obține prin introducerea bilelor în pozițiile determinate pe baza matri-cei-program.

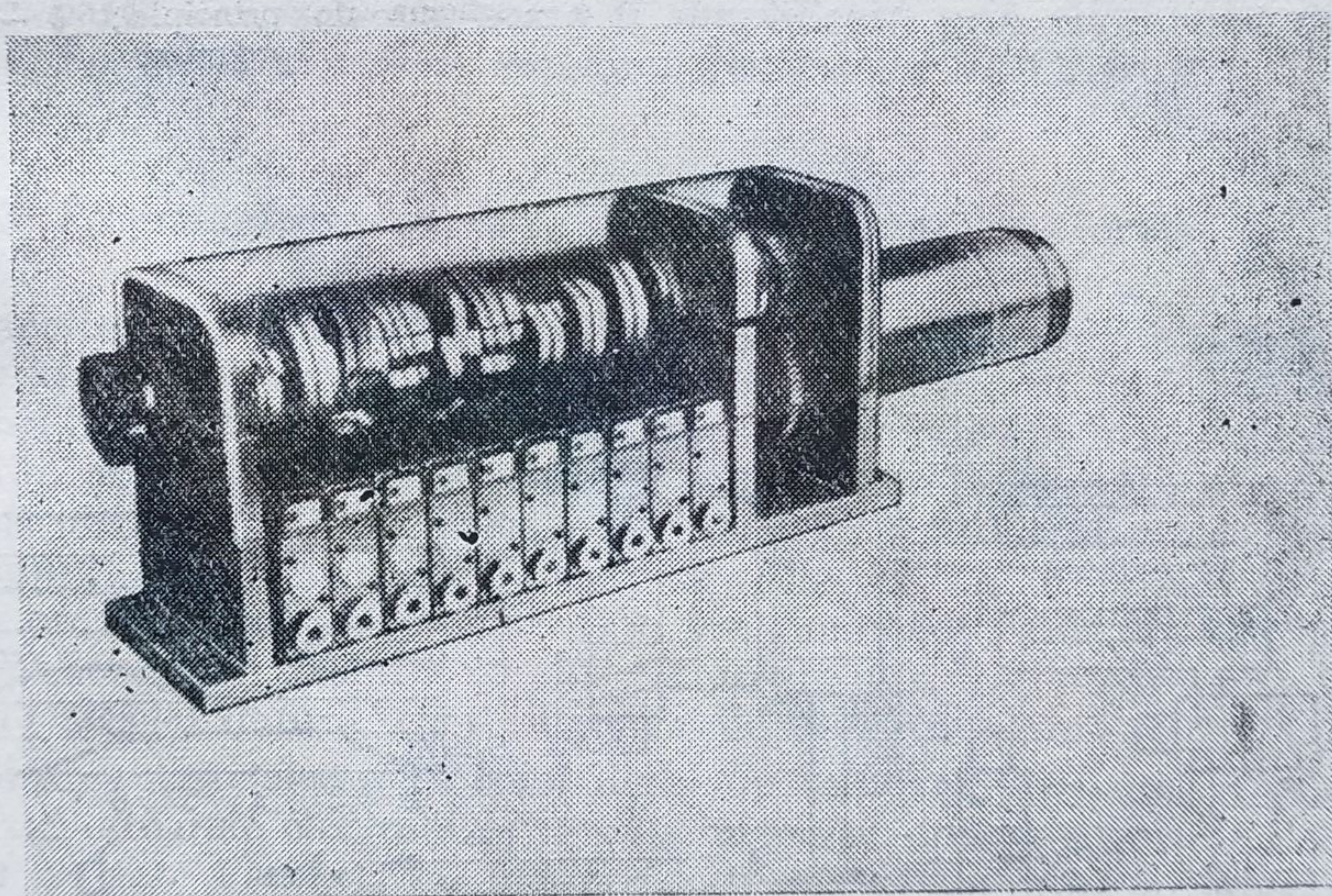
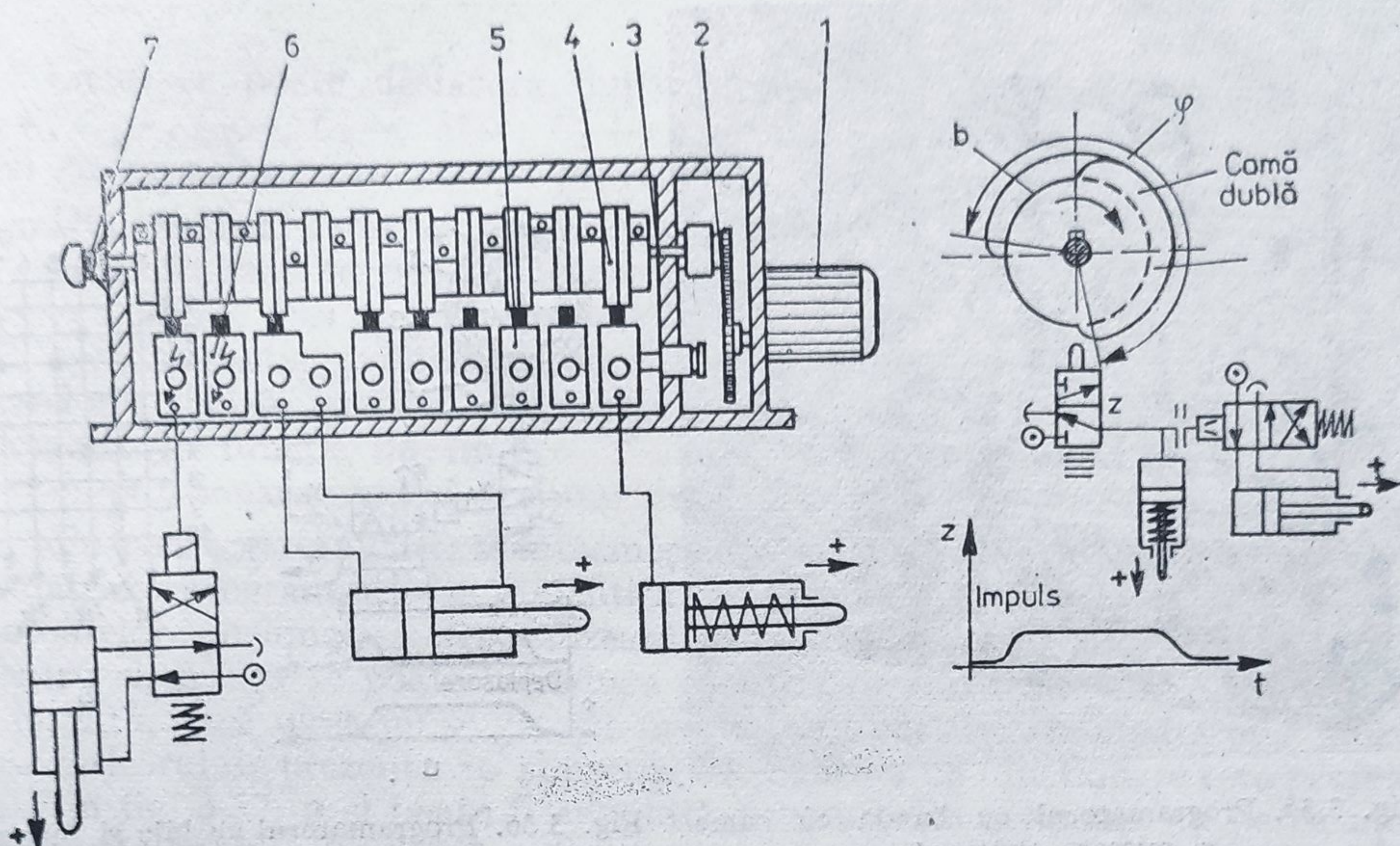


Fig. 3.34. Programatorul cu came reglabile cu mișcare continuă tip FESTO.

Pentru exemplificare se consideră un manipulator pneumatic utilizat pentru transferul unor piese de grosime variabilă, din poziția 1 în poziția 2 (fig. 3.37). Manipulatorul este prevăzut cu trei cilindri pneumatici cu dublă acțiune și un motor cu paletă, care îndeplinesc următoarele funcții:

- cilindrul C_1 — prinderea pieselor;
- cilindrul C_2 — deplasarea verticală;
- cilindrul C_3 — deplasarea orizontală;
- motorul cu paletă M — rotirea dispozitivului de prindere cu 180° .

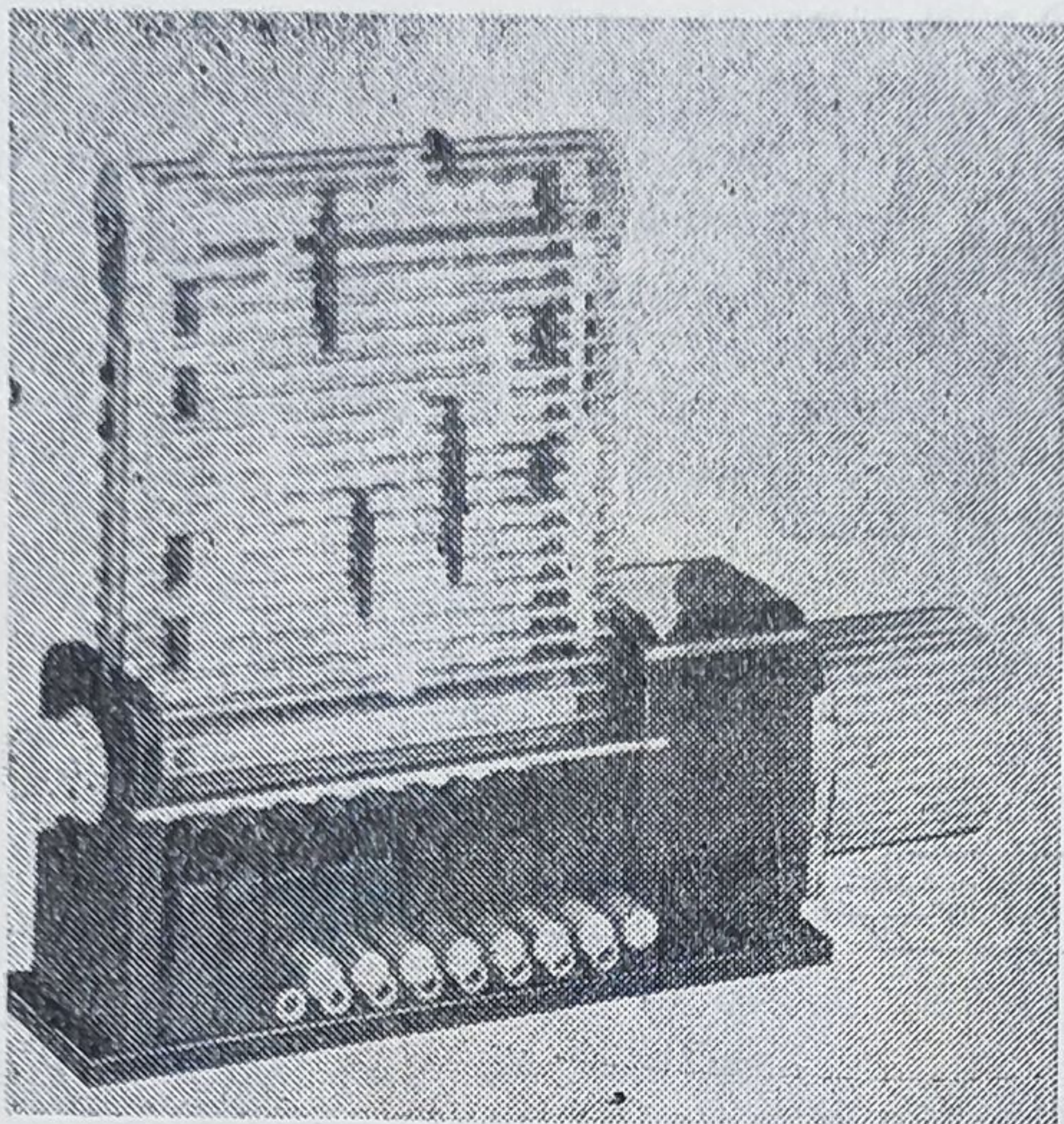


Fig. 3.35. Programatorul cu bandă cu came și mișcare continuă.

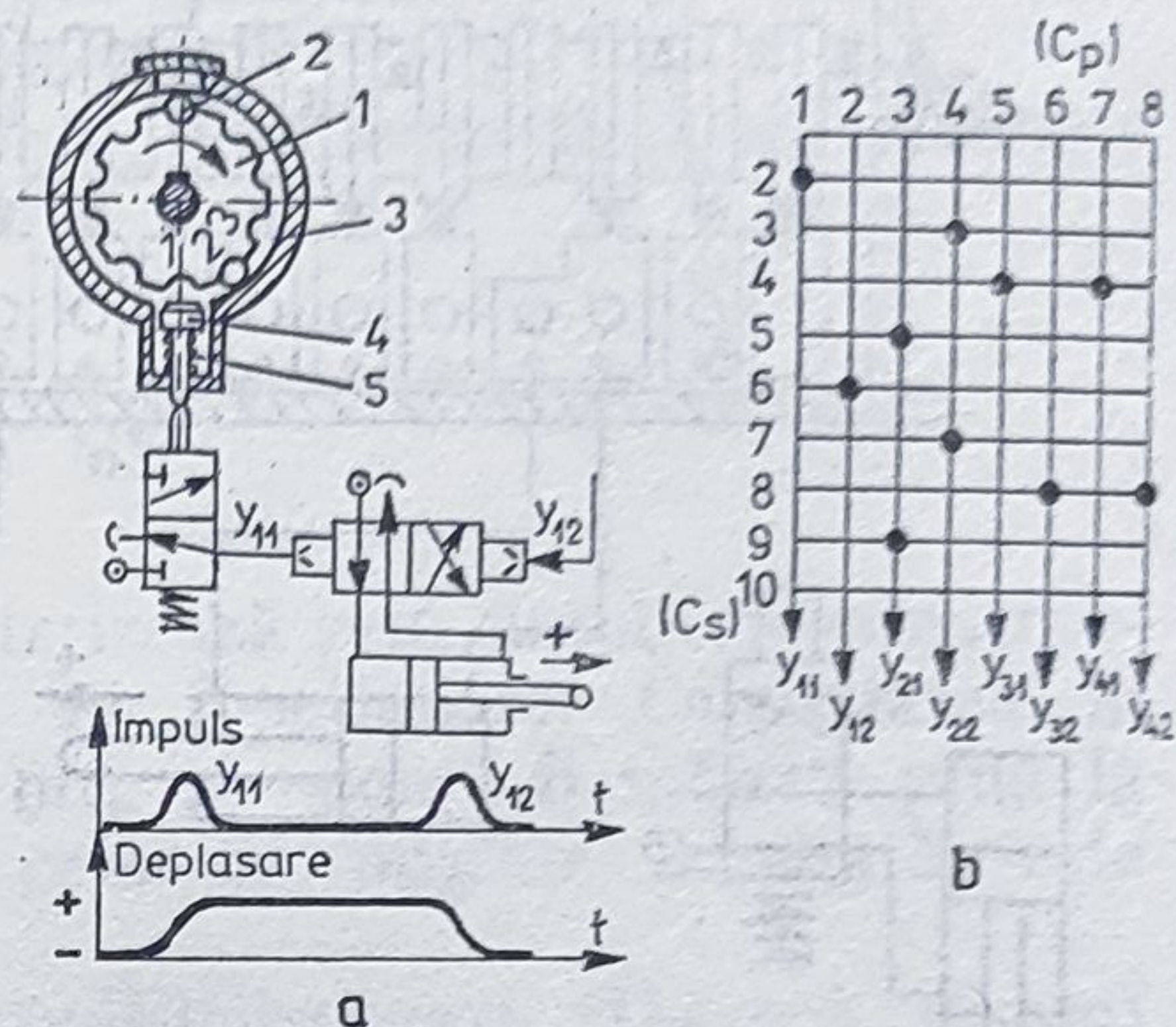


Fig. 3.36. Programatorul cu bile și mișcare intermitentă:
a - schema de principiu; b - matricea program.

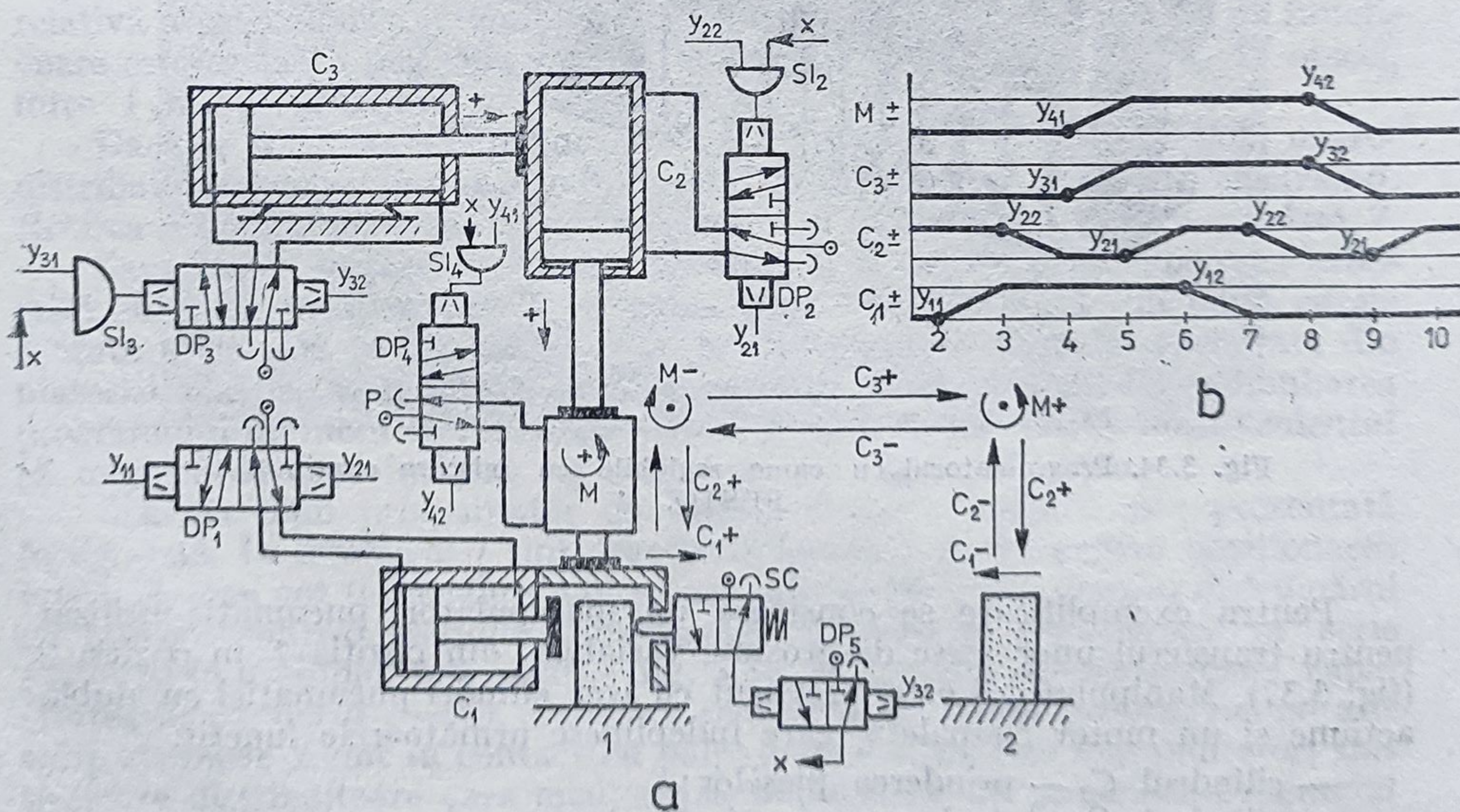


Fig. 3.37. Manipulator pneumatic pentru transferul pieselor:
a - schema de principiu; b - ciclograma de funcționare.

Ciclul se poate desfășura după succesiunea: C_1+ , C_2- , C_3+ , $M+$, C_2+ , C_1- , C_2- , C_3- , $M-$, C_2+ , deci numărul de faze este, în acest caz, egal cu capacitatea în serie a programatorului.

Din analiza schemei de principiu rezultă următoarele:

- unele faze se pot desfășura simultan (de exemplu, C_3+ cu $M+$ și C_3- cu $M-$), deci se poate reduce numărul total de faze;
- construcția manipulatorului nu este potrivită pentru utilizarea sesi-
zoarelor de cursă, iar fazele au durate aproximativ egale, deci poate fi folosită
comanda în funcție de timp;
- poziționarea piesei în timp desfășurării ciclului nu este critică.

Pe baza acestei analize se întocmește ciclograma de funcționare (fig. 3.37, *b*) și matricea program, care este identică cu cea prezentă în fig. 3.36, *b*. Comanda motoarelor pneumatice se realizează prin distribuitor cu memorie 5/2. Pentru siguranță se poate introduce condiția ca nici o mișcare să nu poată fi inițiată, dacă piesa nu se găsește prinsă în dispozitiv. În acest scop se folosesc sesizorul de prezență SC și porțile SI . Schema de funcționare este prezentată în fig. 3.37, *a* și poate fi adaptată pentru orice acționare cu patru motoare pneumatice cu dublă acțiune sau opt motoare cu simplă acțiune. În acest caz particular, schema poate fi simplificată prin eliminarea distribuitorului DP_4 , având în vedere suprapunerea fazelor lui C_3 și M .

3.3.2. Programatoare cu disc, cartelă sau bandă perforată

La aceste programatoare, condificarea și memorarea programelor se realizează cu ajutorul unor perforații executate într-un suport în formă de disc, cartelă sau bandă. Suportul se confecționează din hîrtie sau materiale plastice. Este ieftin, ușor schimbabil și se poate păstra timp îndelungat, dar prezintă rezistență mecanică redusă și se poate deteriora, în cazul unei exploatare necorespunzătoare. Pentru decodificare se utilizează un ansamblu de senzori de joasă presiune (lectorul pneumatic), funcționînd fie prin *reflexie*, fie prin *recepție* (tabelul 3.8). Soluția cu duze emitoare-duze receptoare este folosită curent, în special datorită posibilităților de miniaturizare.

Utilizarea cartelelor și benzilor de hîrtie standard (identice cu cele folosite la calculatoarele electronice) impune alegerea unor mecanisme de antrenare *pas cu pas*. Varianta cu mișcare continuă și uniformă a suportului se poate utiliza, în principiu, dar se ridică problema realizării perforațiilor de dimensiuni diferite.

Capacitatea în paralel a acestor dispozitive este limitată ($4 \div 12$ bit), în schimb, capacitatea în serie poate fi mărită oricît, în cazul utilizării benzilor perforate.

În fig. 3.38, *a* se prezintă o vedere de ansamblu a programatorului cu bandă perforată realizat de firma DRELOBA — R.D.G., iar în fig. 3.38, *b* — schema de principiu a mecanismului de transport și a lectorului pneumatic. Banda perforată 1 este antrenată prin intermediul tamburului cu știfturi 2. Mișcarea pas cu pas se realizează cu ajutorul camerei cu membrană 3, clichetului 4 și roții de clichet 5. Poziționarea benzii în dreptul duzelor de citire este asigurată de piesele 6 și 7, apăsate prin intermediul unor arcuri de compresiune. Lectorul pneumatic funcționează pe principiul camerei cu contra-

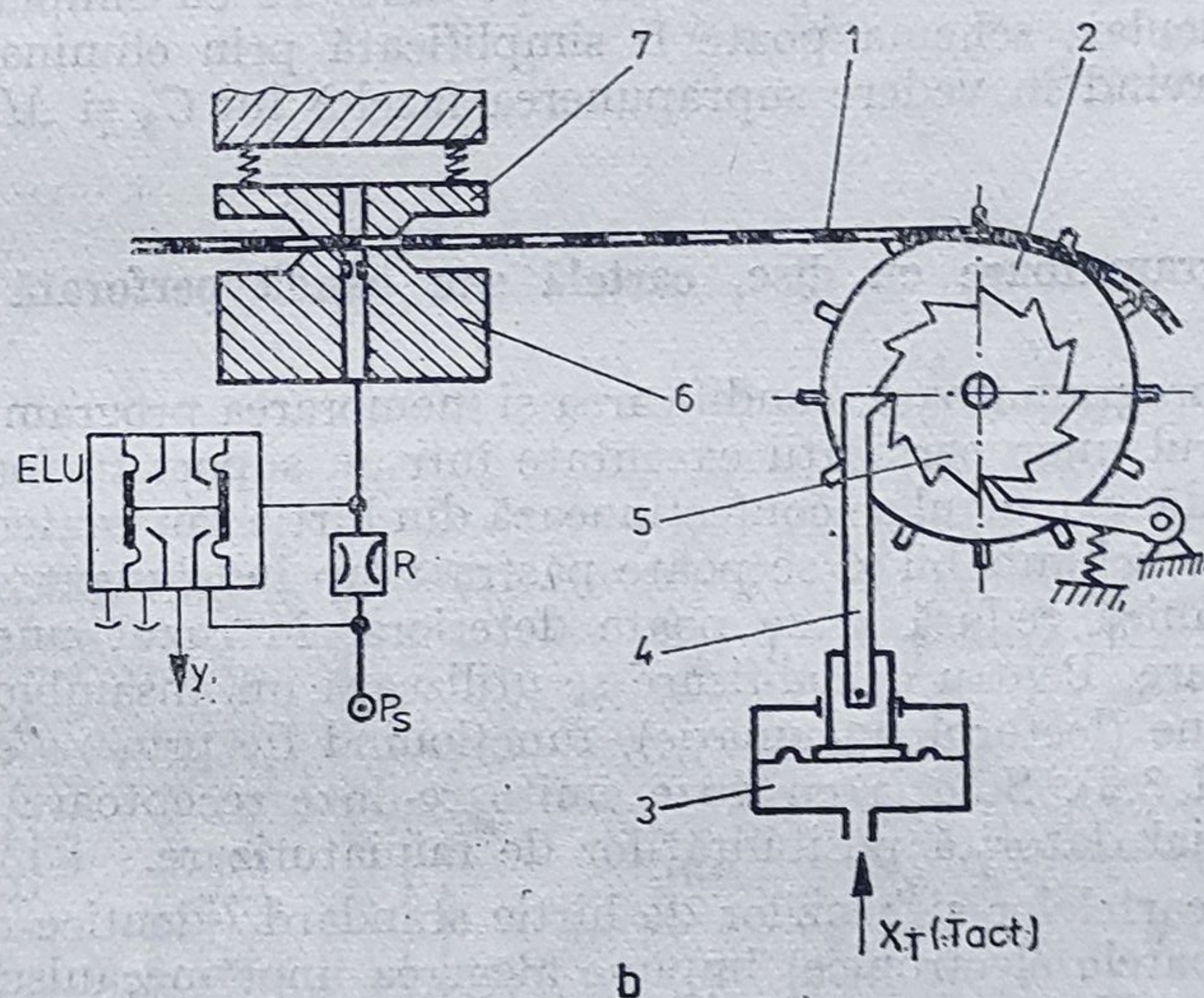
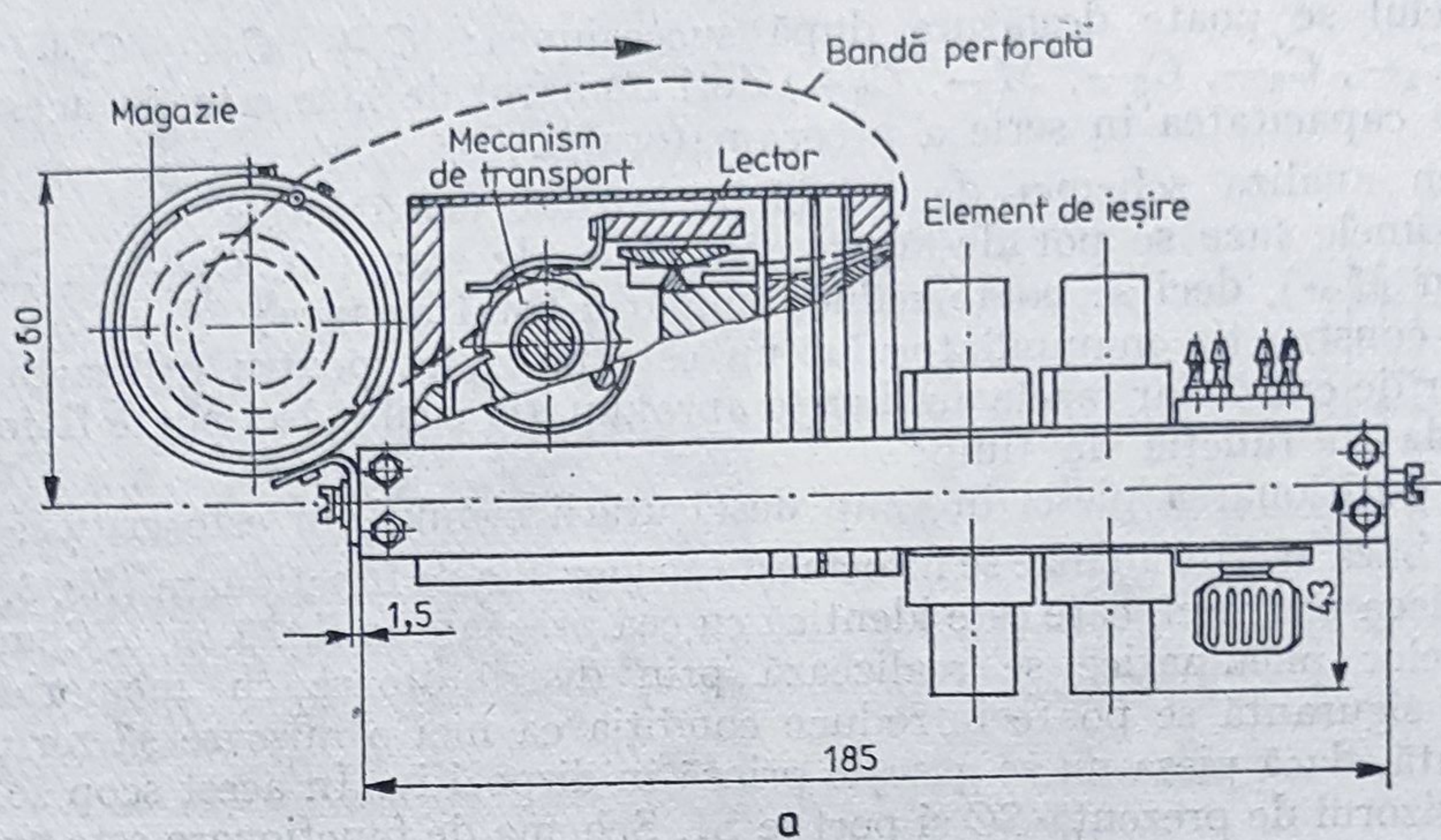


Fig. 3.38. Programatorul cu bandă perforată DRELOBA:
a — vedere de ansamblu; b — schema de principiu.

presiune, astfel încît semnalul de ieșire y se obține numai atunci cînd în dreptul duzei respective există o perforație. În acest fel se îndeplinesc simultan două condiții de bază: consum redus de aer (limitat prin rezistența R) și nivel ridicat pentru semnalele de ieșire.

Programatoarele cu disc sau cartelă nu se deosebesc, în principiu, de cele cu bandă. Unele particularități constructive care apar sînt legate de dispunerea diferitelor părți componente, în funcție de tipul suportului. Astfel, în fig. 3.39 este prezentată construcția unui programator cu cartelă perforată cu mișcare de rotație pas cu pas. Antrenarea se realizează tot cu o cameră cu membrană 1 și un mecanism de sens unic cu clichet, iar pentru citirea per-

forațiilor se folosește un ansamblu de duze 5 cu contrapresiune. Alimentarea comună a duzelor de intrare 3 se face prin camera 2, iar semnalele de ieșire se obțin la orificiile 4. Cartela 6 este dispusă pe un tambur cu perforații sau canale circulare. Există și posibilitatea dispunerii cartelei pe o masă plană, dar construcția se complică deoarece după terminarea programului cartela trebuie readusă în poziția inițială.

Utilizarea programatoarelor cu suport perforat este similară cu cea a programatoarelor cu came sau bile.

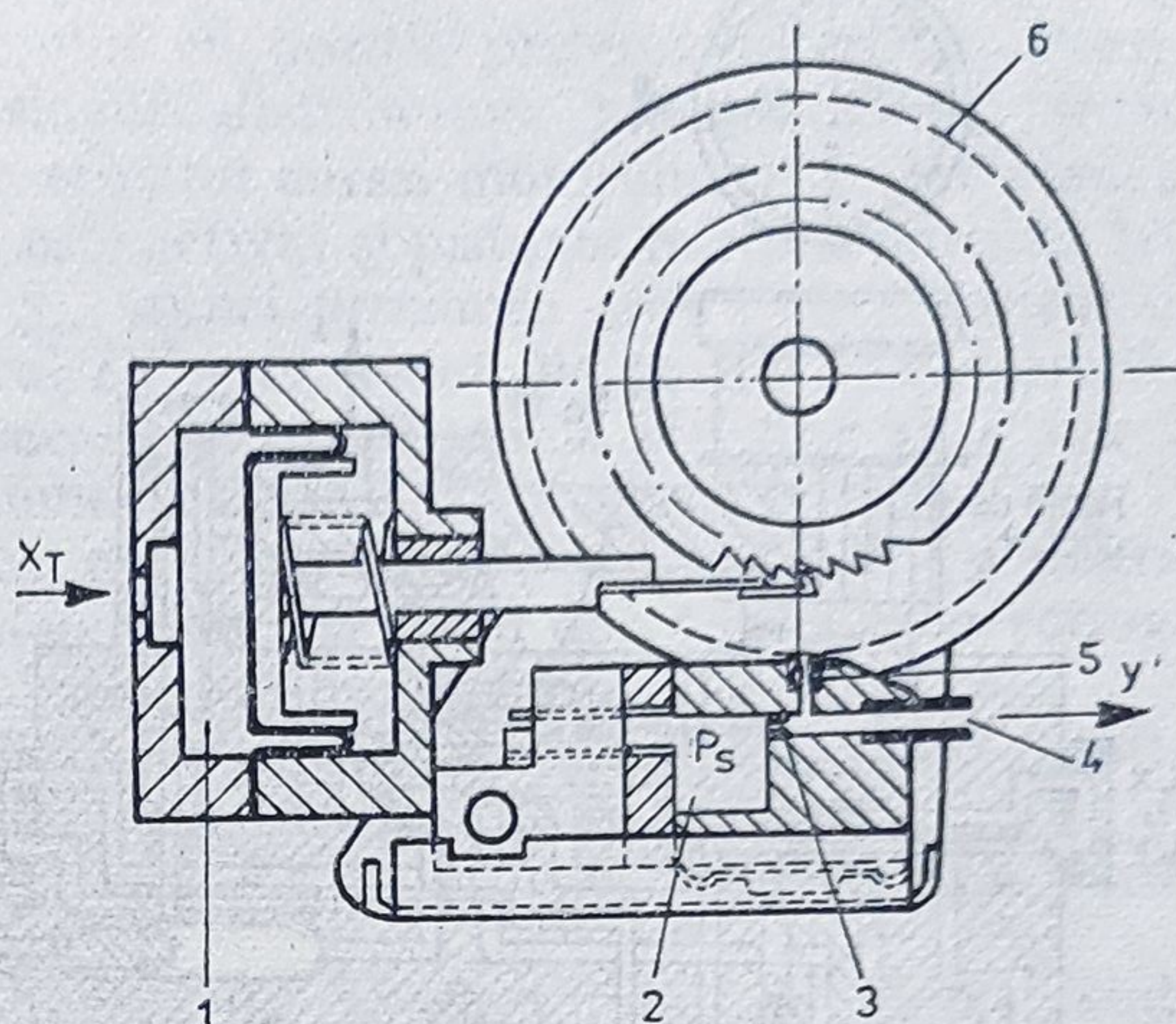


Fig. 3.39. Programatorul cu cartelă perforată.

3.3.3. Programatoare cu selector

Aceste programatoare, denumite și *selectoare de secvență*, au unele deosebiri față de cele prezentate anterior. Mișcarea este întotdeauna sacadată (pas cu pas) și numai un singur semnal de ieșire se obține pentru fiecare poziție de lucru ($C_p = 1$).

În principiu programatoarele cu selector (fig. 3.40) sînt formate dintr-o parte centrală mobilă, *rotorul*, o parte fixă, *statorul*, și un *mecanism de antrenare* pas cu pas. În rotor sînt practicate un orificiu radial legat de sursa de presiune și o cameră circulară legată la atmosferă, iar în stator se găsesc orificiile de ieșire dispuse radial.

Impulsul de tact X_T poate proveni fie de la un generator de tact exterior (comanda în funcție de timp), fie de la niște sesizoare de cursă, plasate convenabil (comanda de urmărire sau în funcție de spațiu). În ultimul caz, pentru conectarea semnalelor de reacție se poate folosi un al doilea nivel de orificii, obținîndu-se astfel un selector cu două nivele sau un „bi-selector”.

Construcția, schema de principiu și simbolul bi-selectorului realizat de firma Martonair sînt prezentate în fig. 3.41. Orificiul P_H , conectat la sursa de înaltă presiune, alimentează succesiv ieșirile $z_1 \dots z_{20}$, prin care se comandă, direct sau indirect, motoarele pneumatice M_i , iar orificiul P_L , conectat la sursa de joasă presiune, alimentează orificiile $x_1 \dots x_{20}$ și prin intermediul acestora, sesizoarele cu contrapresiune S_i . Comutarea pas cu pas a rotorului se realizează prin intermediul unui mecanism cu clichet, acționat de un microcilindru cu simplă acțiune MC. Alimentarea cu impulsuri de presiune a microcilindrului MC se

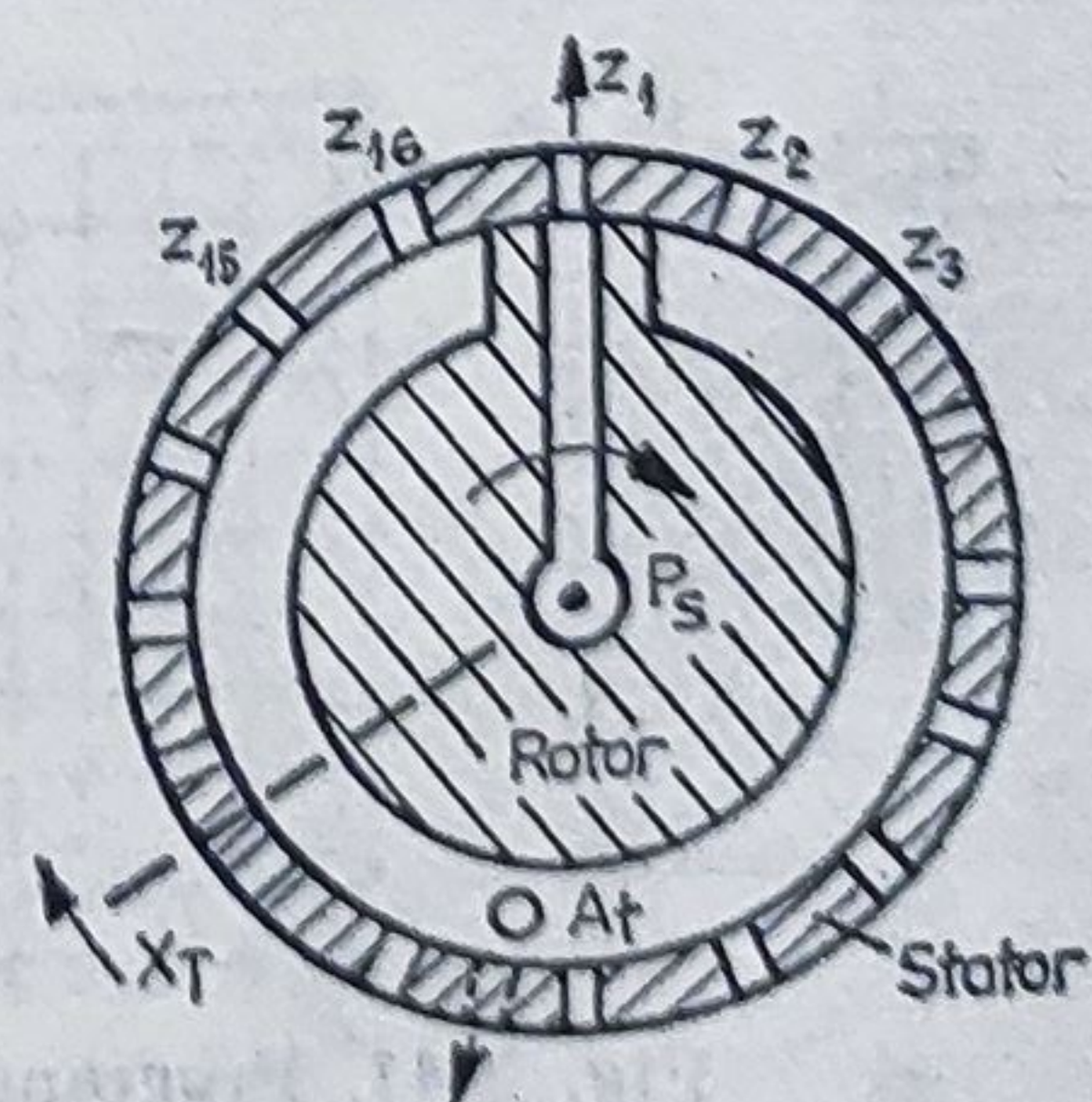


Fig. 3.40. Programatorul cu selector de canale rotativ.

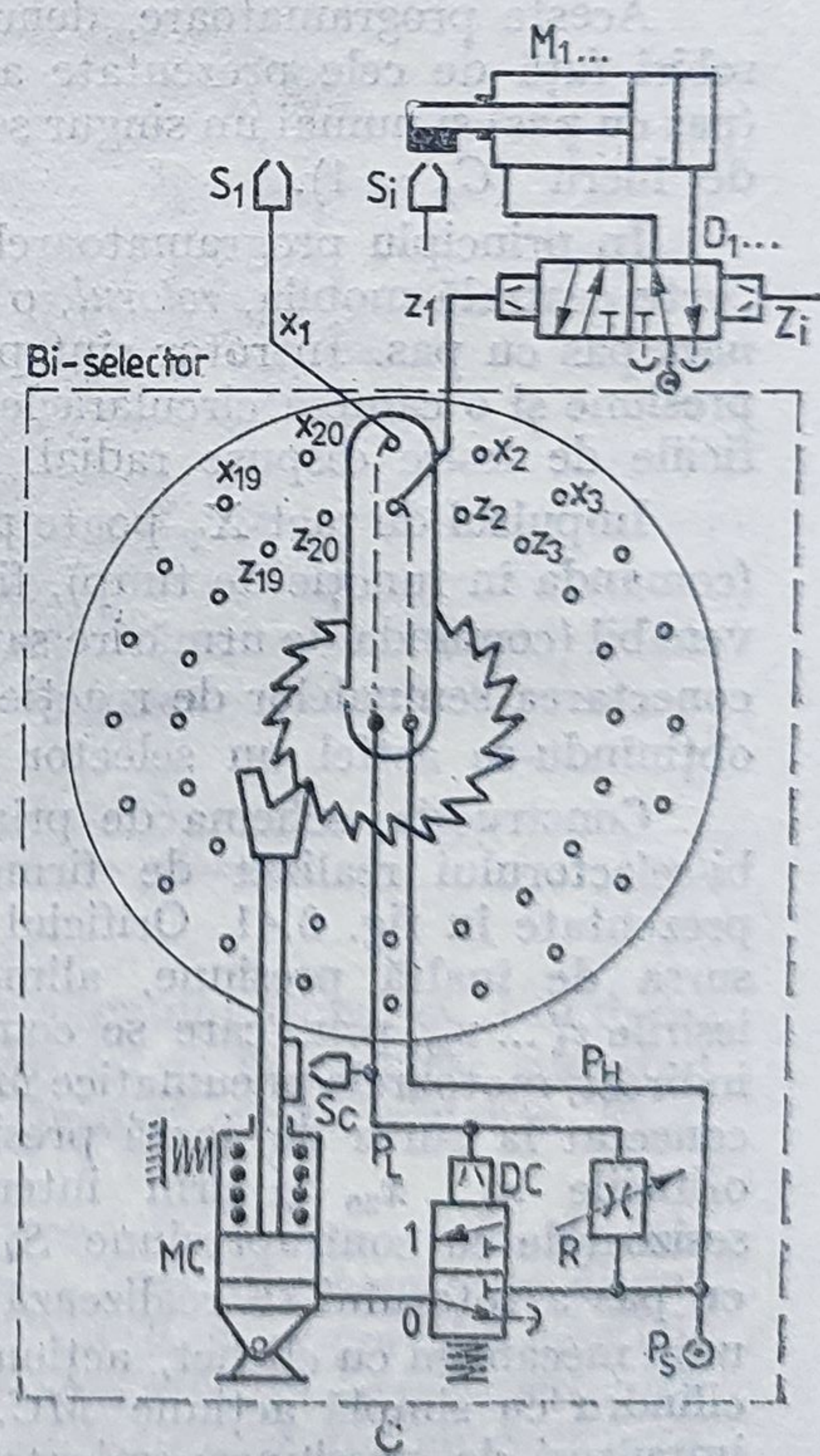
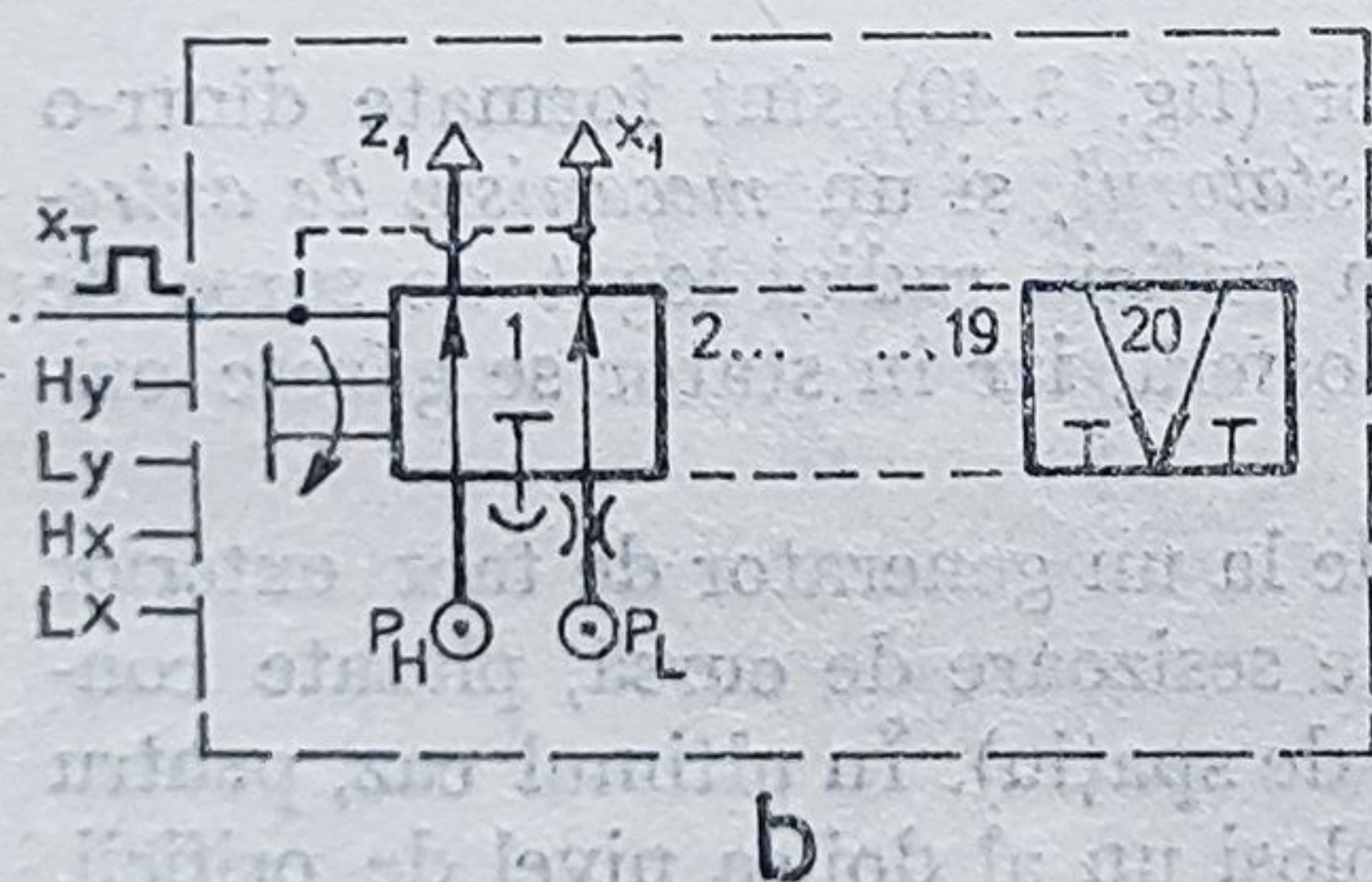
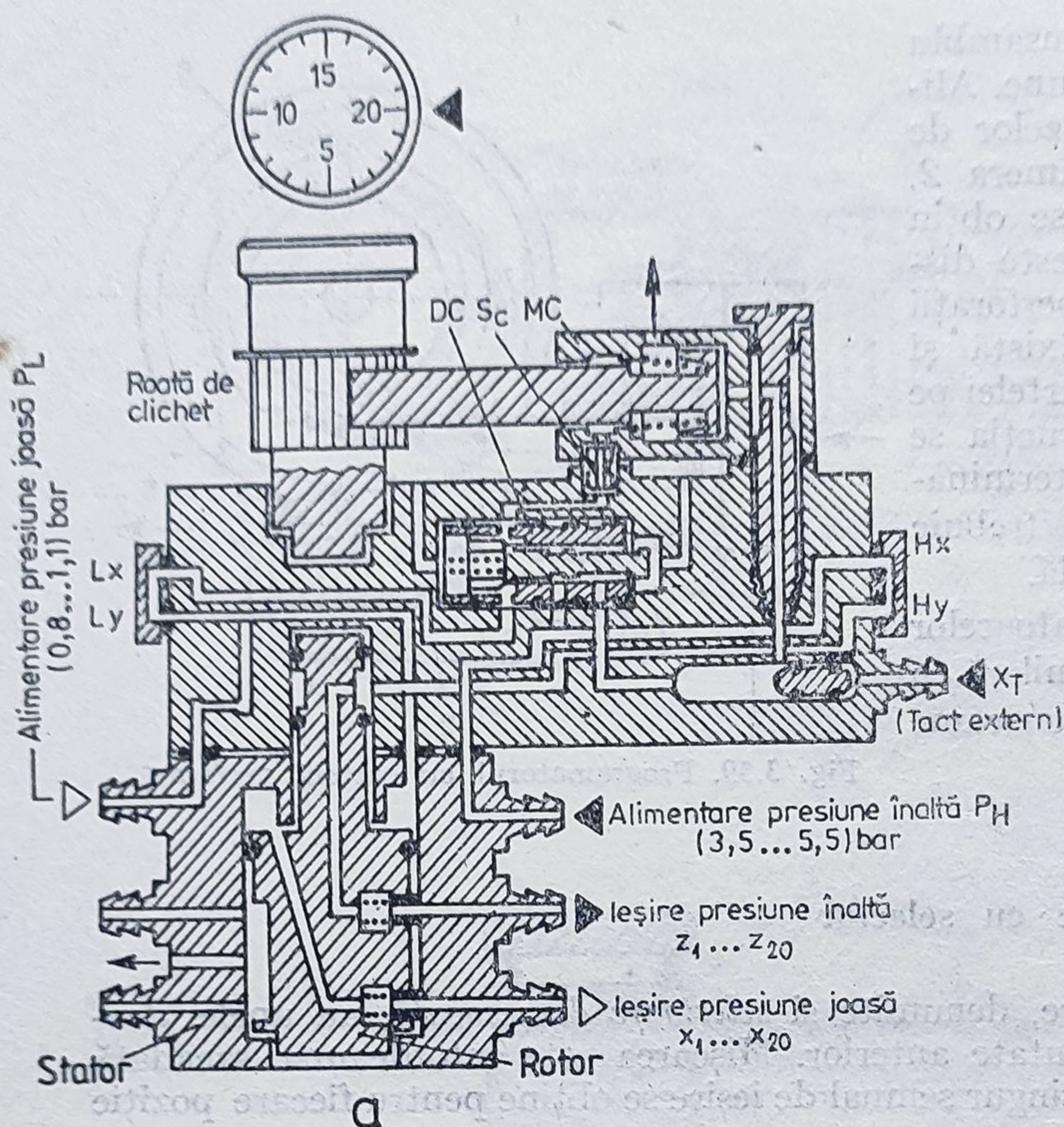


Fig. 3.41. Programatorul cu biselector:
a — schema constructivă; b — simbolul;
c — schema funcțională.

efectuează cu ajutorul distribuitorului cu poziție preferențială DC . Pentru fiecare poziție a rotorului un singur distribuitor pneumatic D_i și un singur senzor de cursă S_i (aflat la sfârșitul cursei motorului M_i) sînt alimentate cu presiune. Dacă senzorul S_i este activat și pistonul microcilindrului MC este retras, obturînd și senzorul S_c , atunci presiunea crește pe circuitul de joasă presiune P_L , iar distribuitorul DC este trecut pe poziția 1, comandînd avansul rotorului cu un pas. În acest fel, următoarele orificii z și x vor fi conectate la sursa de înaltă presiune și respectiv, de joasă presiune.

Prin dezactivarea senzorului S_c , presiunea scade pe circuitul P_L și distribuitorul DC revine pe poziția preferențială, iar arcu de compresiune retrage pistonul și tija cu clichet, în vederea unei noi comutări.

Bi-selectorul mai este prevăzut cu patru orificii HX, HY, LX, LY pentru realizarea unor conexiuni externe (de pornire, oprire, avertizare etc.) și un orificiu X_T pentru semnalul de tact exterior, în cazul comenzii în funcție de timp.

Principalele caracteristici tehnice ale bi-selectorului prezentat sînt:

- presiunea înaltă: $P_H = 3,5 \dots 5,5$ bar;
- presiunea joasă: $P_L = 0,8 \dots 1,1$ bar;
- diametrul nominal: $D_N = 2$ mm;
- frecvența maximă de comutare: 10 Hz;
- temperatura de lucru: $5 \dots 50^\circ\text{C}$.

Programatoarele cu bi-selector se caracterizează prin compactitatea, siguranță în funcționare și posibilități multiple de automatizare a ciclurilor secvențiale complexe. Dacă un anumit ciclu de funcționare are un număr de faze mai mic decît numărul de pași se rotație, orificiile neutilizate se obturează, iar programatorul trece rapid peste pozițiile respective.

În cazul cînd numărul fazelor este mai mare de douăzeci, se pot cupla în serie două sau mai multe blocuri selectoare [3.7].

3.3.4. Matrici de programare

Aceste dispozitive de programare realizează programul de lucru prin stabilirea unor conexiuni între un set de semnale de intrare x_i ($i = 1 \dots n$) și un set de semnale de ieșire y_j ($j = 1 \dots m$). Ele sînt formate, în varianta pneumatică, dintr-o rețea de canale avînd n linii și m coloane, dispuse în planuri diferite (fig. 3.42, a).

Pentru stabilirea conexiunilor în punctele de intersecție sînt integrate supape deblocabile (microdistribuitoare 2/2 cu comandă manuală) acționate prin jocuri de programare (fig. 3.42, b). Programarea este simplă, ușor de verificat și corectat, însă construcția, în ansamblu, este complicată.

Matricile se utilizează fie singure, fie cu combinație cu alte

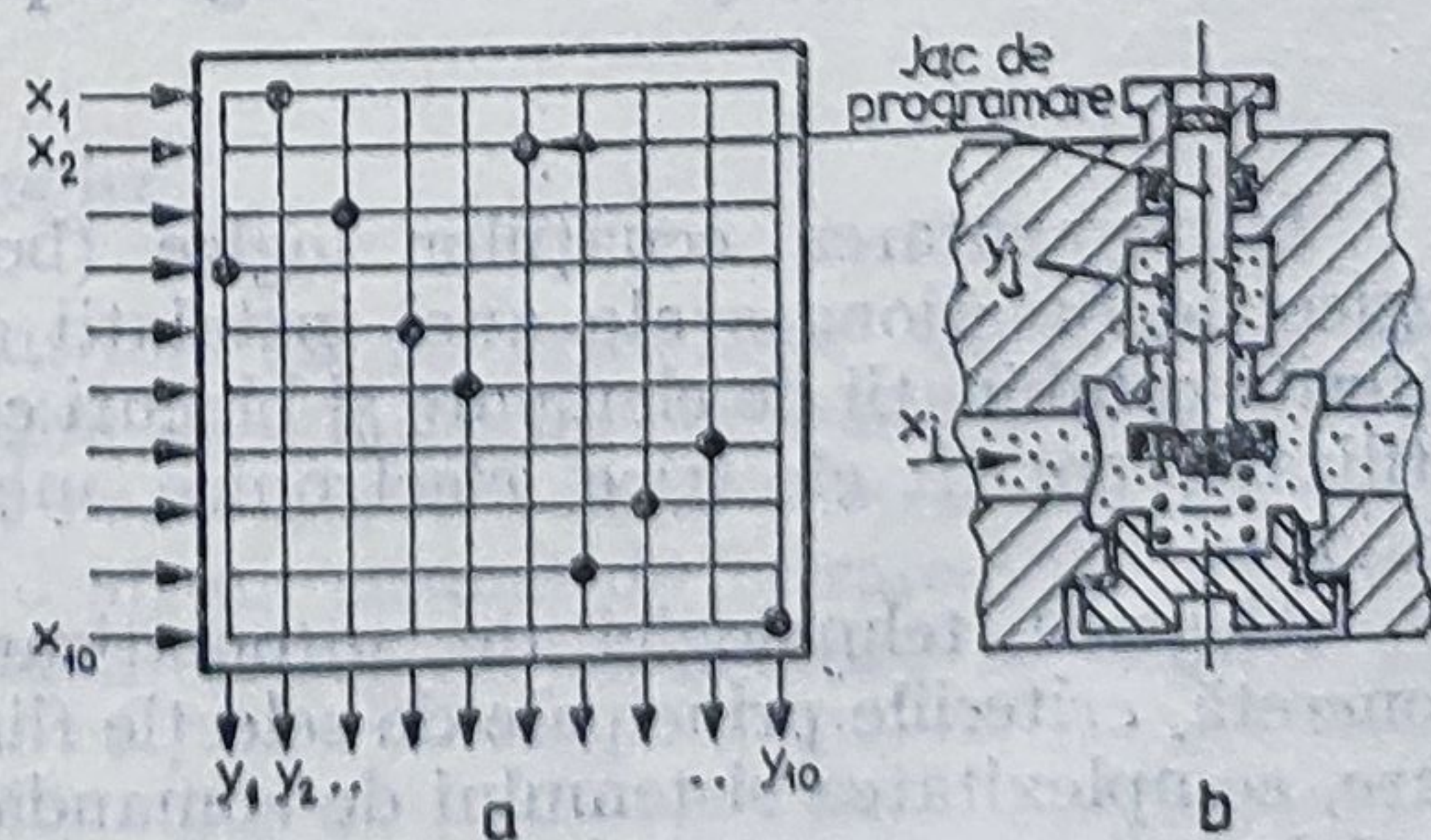


Fig. 3.42. Matricea de programare: a — schema de principiu; b — detaliu supapă.

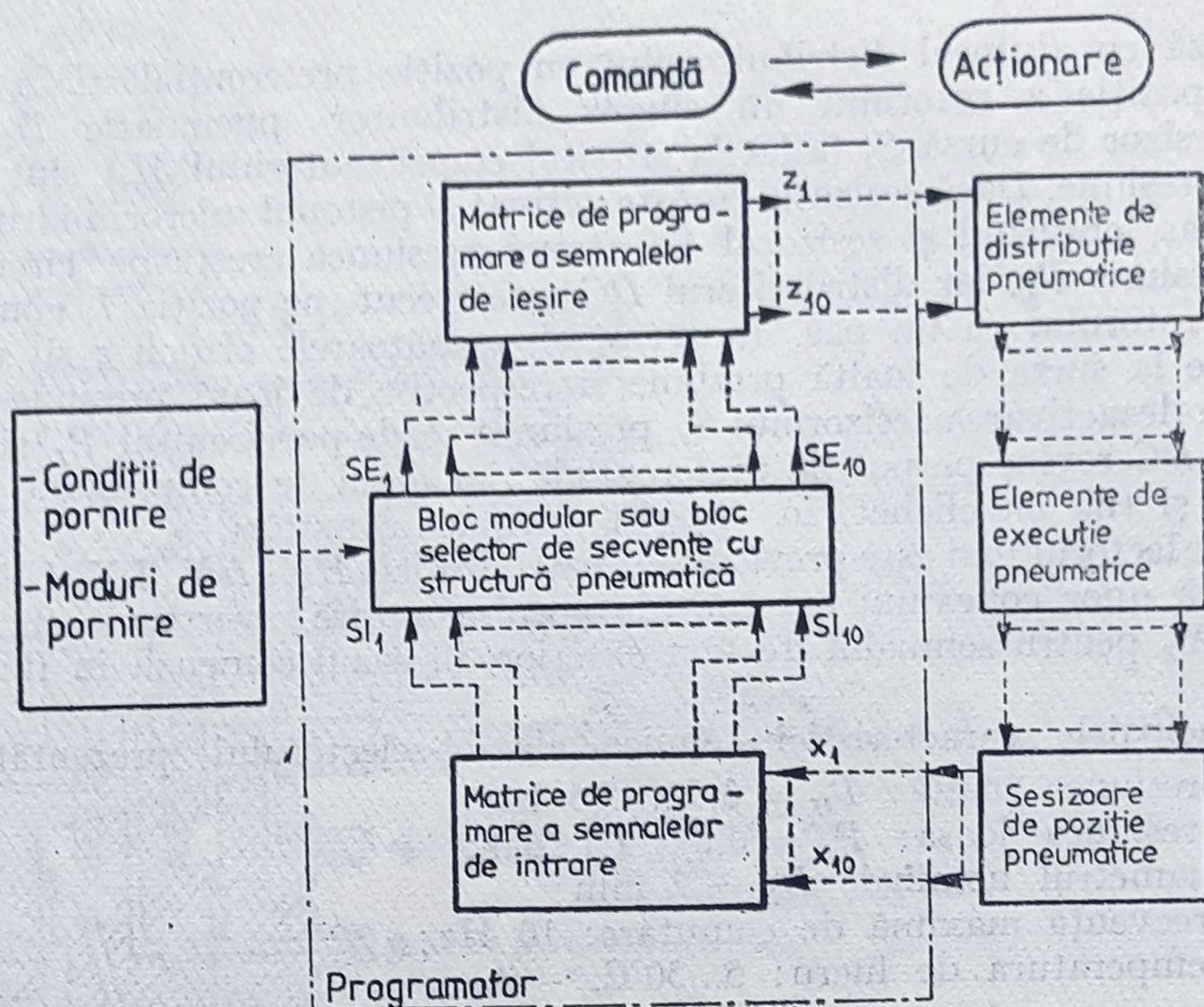


Fig. 3.43. Structura generală a unui sistem de comandă și acționare de tip secvențial.

dispozitive de programare, când îndeplinesc funcția de selectare a semnalelor de intrare și ieșire.

În fig. 3.43 se prezintă structura generală a unui sistem de comandă și acționare de tip secvențial cu 10 canale. Matricile de programare servesc atât la dirijarea semnalelor de ieșire, $z_1 \dots z_{10}$, către distribuitorii de comandă, cât și la colectarea semnalelor de reacție, $x_1 \dots x_{10}$, de la sesizoarele de poziție.

Sistemul devine astfel extrem de flexibil, putându-se adapta oricărei scheme de acționare de tip secvențial.

3.4. Elemente și blocuri logice pneumatice

Implementarea ecuațiilor logice (booleene) care reprezintă condițiile logice de funcționare ale unei instalații automatizate se poate realiza prin diferite combinații de elemente și blocuri care, în funcție de natura semnalelor utilizate, pot fi: electrice, electronice, mecanice, hidraulice, pneumatice sau fluidice.

Alegerea tehnologiei de automatizare adecvate depinde de aplicația concretă, criteriile principale de selecție fiind condițiile de mediu și de exploatare, complexitatea sistemului de comandă, timpul de răspuns, puterea necesară la ieșire, consumul de energie, sursele de energie și componentele disponibile, costurile.

Fiecare tehnologie de automatizare dispune de elementele necesare pentru materializarea circuitelor logice combinaționale și secvențiale.

Un *element logic pneumatic* este definit ca un element fizic distinct cu funcționare discretă, care materializează o funcție logică și utilizează ca agent purtător de informație aerul comprimat sau un alt gaz (oxigen, azot, gaz metan etc.), pentru unele aplicații speciale. Valorile logice „0” și „1” corespund unor domenii de presiune prestabilite ale semnalelor pneumatice de intrare și ieșire.

Având în vedere diferitele tipuri de funcții logice (§ 3.1.3), elementele logice pneumatice au fost realizate pentru a materializa:

- cele trei *funcții logice de bază* — DISJUNCȚIE (SAU), CONJUNCȚIE (ȘI) și NEGAȚIE (NU);
- cele două *funcții logice universale* — NICI (SAU-NU) și NUMAI (ȘI-NU) — reprezentând contractii a două funcții de bază;
- diferite funcții derivate — INHIBIȚIE, IMPLICAȚIE, ECHIVALENȚĂ, ANTIVALENȚĂ, etc.;
- funcția auxiliară MEMORIE.

Pentru reprezentarea grafică sau analitică a unui element logic se utilizează:

- ecuația logică a funcției pe care o materializează;
- tabelul de adevăr;
- simbolul logic (tabelul 3.2) sau simbolul fluidic;
- simbolul STAS pentru distribuitoare;
- schema constructiv-funcțională.

Elementele logice pneumatice materializează, în general, funcțiile de două variabile, deci au una sau două intrări și o ieșire (tabelul 3.2). Deoarece în unele situații apare problema *expandării intrărilor* (sînt necesare mai multe intrări decît are elementul) se realizează și elemente logice SAU, ȘI, NICI, NUMAI cu mai mult de două intrări.

Un *bloc logic pneumatic* reprezintă un ansamblu distinct de elemente logice avînd interconexiunile integrate în placa de bază, care materializează un circuit logic standard cu una sau mai multe variabile de ieșire. În categoria blocurilor logice standard intră codificatoarele, decodificatoarele, numărătoarele binare, registrele de deplasare etc.

Deoarece există o mare varietate de elemente și blocuri logice pneumatice, scopul prezentului capitol nu este de a analiza în detaliu diferitele configurații, ci de a ilustra *principiile* ce stau la baza funcționării lor prin cele mai semnificative realizări validate de practica industrială.

3.4.1. Clasificarea elementelor logice

Conform definiției prezentate anterior, un element logic va produce un semnal pneumatic „0” sau „1” la ieșire în funcție de combinația semnalelor aplicate la intrare. Semnalul de ieșire poate proveni de la o sursă permanentă de presiune (fig. 3.44, *a*) sau direct dintr-un semnal de intrare (fig. 3.44, *b*).

Din acest punct de vedere elementele logice pneumatice se împart în două categorii principale:

- elemente logice active;
- elemente logice pasive.

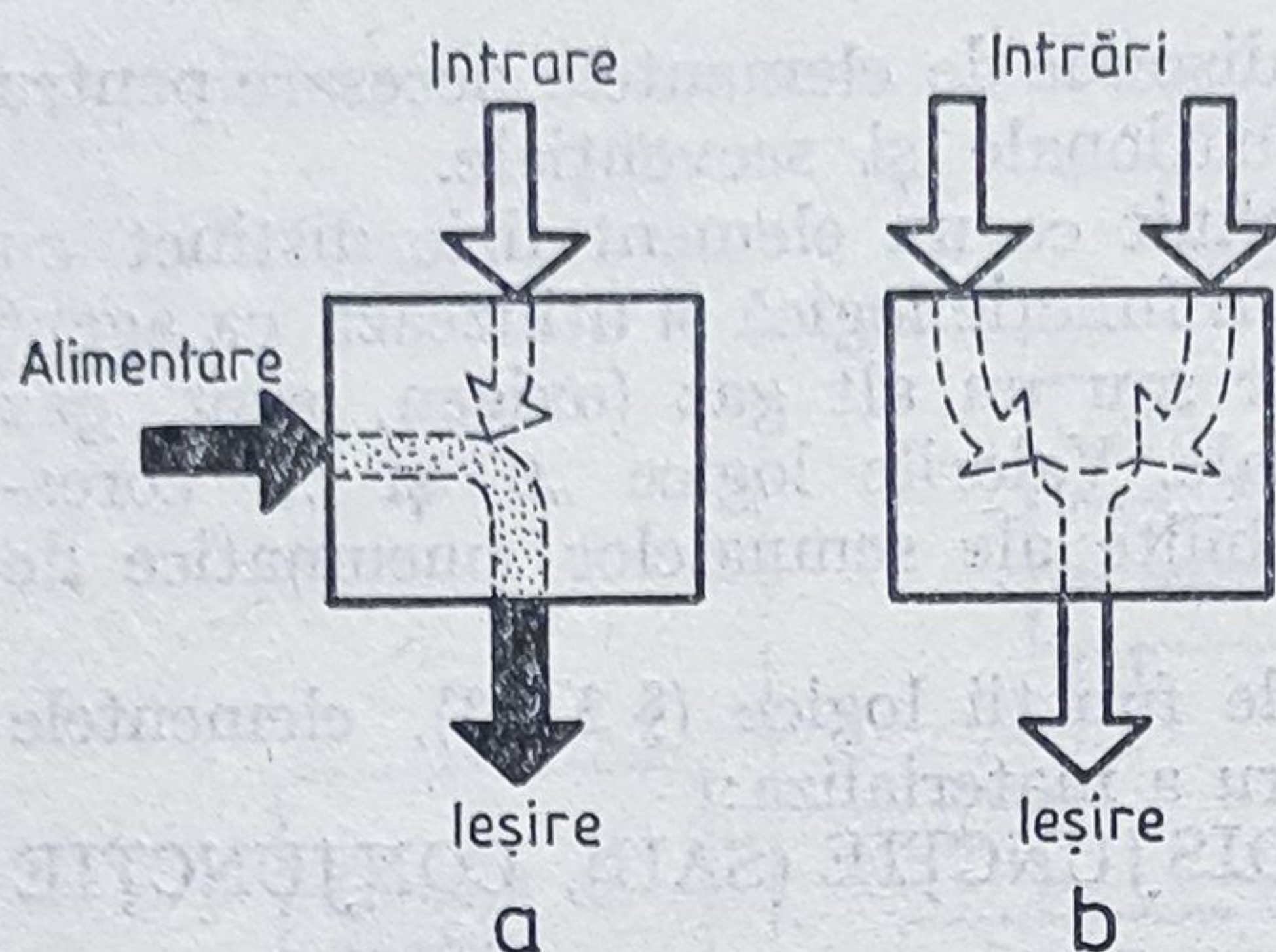


Fig. 3.44. Schema de principiu a elementelor logice pneumatice:
a — element activ; b — element pasiv.

Elementele logice active realizează amplificarea sau regenerarea semnalelor, deoarece sursa de presiune este menținută permanent la valoarea prestabilită. Ele pot avea și o singură intrare (pentru funcțiile IDENTITATE și NEGAȚIE), fiind cunoscute, în acest caz, și sub denumirile de *amplificatoare* sau *relee pneumatice* (§ 3.2.2.1). Elementele active au un factor piramidal („fan out”) mai mare, respectiv semnalul de ieșire se poate diviza într-un număr mai mare de semnale, utilizate ca intrări pentru alte elemente logice identice sau similare.

Elementele logice pasive necesită întotdeauna mai mult de un semnal de intrare. Semnalul de ieșire provenind dintr-un semnal de intrare nu numai că nu este amplificat, dar are un nivel energetic mai scăzut, datorită pierderilor de debit și presiune care au loc la curgerea aerului prin element.

Ca și în cazul elementelor de intrare (tabelul 3.6), un criteriu important de clasificare îl reprezintă *tipul distribuției*. În funcție de acest criteriu, elementele logice se împart în:

- elemente statice sau fără piese mobile;
- elemente dinamice sau cu piese mobile.

Tipul distribuției determină în mod hotărîtor tehnologia de fabricație, presiunea de lucru și implicit nivelul semnalelor logice), timpul și frecvența de comutație, numărul maxim de cicluri de funcționare și de aceea acest criteriu va fi utilizat în continuare pentru analiza elementelor logice pneumatice.

Alte clasificări ale elementelor logice pneumatice se pot face în funcție de *presiunea de lucru* (v. tabelul 3.6) sau în funcție de *diametrul nominal* de curgere. Acești parametri sînt utilizați pentru a determina nivelul energetic și eficiența elementelor care intră în componența unui circuit logic, avînd în vedere că:

- debitul de fluid depinde presiunea de lucru și diametrul nominal;
- puterea de ieșire este dependentă de presiune și debit.

Gruparea principalelor tipuri de elemente logice pneumatice pe baza criteriilor menționate este prezentată sintetic în fig. 3.45.

3.4.2. Elemente logice fără piese mobile (fluidice)

Elementele statice sau fără piese mobile sînt denumite uzual și „fluidice”, deoarece pot opera atît cu gaze, cît și cu lichide. Cu excepția unor aplicații speciale, aerul comprimat este însă mediul de lucru utilizat în cvasitotalitatea cazurilor, din două motive principale:

- sursele de aer comprimat sînt cele mai ieftine și mai răspîndite;
- evacuarea aerului uzat în atmosferă nu crează pericole și simplifică interconexiunile între elemente.



La baza funcționării elementelor fluidice stau o serie de fenomene specifice mecanicii fluidelor, cum ar fi: interacțiunea jeturilor, interacțiunea unui jet cu un profil geometric dat, impactul între jeturi, inducția între jeturi, tranziția de la regimul de curgere laminar la cel turbulent, fenomene de turbionare etc.

Realizarea diverselor funcții logice (de decizie), a funcțiilor de memorare sau de amplificare are loc în cadrul unor structuri geometrice fixe care asigură mișcarea dirijată a jeturilor de fluid fie sub acțiunea altor jeturi, fie datorită interacțiunii jeturilor cu anumite profile.

Principalele tipuri de elemente fluidice pot fi grupate în două categorii:

1) elemente bazate pe *distrugerea* unui jet laminar de putere de către unul sau mai multe jeturi de comandă de putere mai mică (elemente cu turbulență și cu impact);

2) elemente bazate pe *devierea* unui jet principal de putere, categorie în care intră elementele de tip „jet-jet”, cu efect Coandă sau cu turbionare.

Toate aceste elemente prezintă următoarele *caracteristici comune*:

— datorită absenței pieselor mobile elementele fluidice au o durată de exploatare practic nelimitată și timpi de răspuns relativ mici (1 ... 3 ms);

— secțiunile de curgere mici ($0,2 \dots 0,8 \text{ mm}^2$) impun filtrarea fină a aerului comprimat;

— presiunile de lucru sînt în general sub 1 bar, deoarece la presiuni mari funcționarea este perturbată, iar pierderile de aer comprimat devin inacceptabile;

— în cazul elementelor active are loc un consum permanent de aer comprimat, indiferent de starea semnalului de ieșire („0” sau „1”);

— prin utilizarea unor materiale adecvate (ceramice) elementele fluidice pot funcționa la temperaturi mari, specifice aplicațiilor din aeronautică și tehnica spațială.

Elementele fluidice discrete și analogice au cunoscut o dezvoltare deosebită în perioada 1960—1975, cînd au fost publicate foarte multe lucrări de specialitate cuprinzînd progresele înregistrate în acest domeniu (v. bibliografia de la lucrarea [3.10]). Numeroase firme din S.U.A., Anglia, Franța, R.F.G. etc. au dezvoltat sisteme industriale complete de elemente fluidice, dar dezavantajele menționate au făcut ca aria de răspîndire a acestor să fie relativ limitată.

Elemente cu turbulență. Principiul de funcționare și caracteristicile statice presiune de ieșire-presiune de alimentare și presiune de ieșire-presiune de comandă pentru două tipuri particulare de elemente logice cu turbulență sînt reprezentate în fig. 3.46. Tubul emitor alimentat cu presiune mică creează un jet laminar care, după ce traversează liber camera de interacțiune, este receptat în duza de ieșire, producînd o presiune statică. Semnalul de ieșire se obține pînă cînd în camera de interacțiune se introduce un jet transversal de putere mai mică, denumit jet de comandă.

Datorită interacțiunii dintre jeturi, jetul laminar principal este perturbat (curgerea devine turbulentă) și semnalul de ieșire devine zero. În această situație aerul introdus în cameră prin tubul emitor (de alimentare) și tuburile de comandă este evacuat în atmosferă. Din caracteristicile prezentate rezultă că presiunea de alimentare este limitată de menținerea regimului laminar de curgere (sub 400 mm H_2O pentru elementul tubular și sub 275 mm H_2O pentru elementul plan), iar factorul de recuperare este cuprins între 30 % și 40 %.

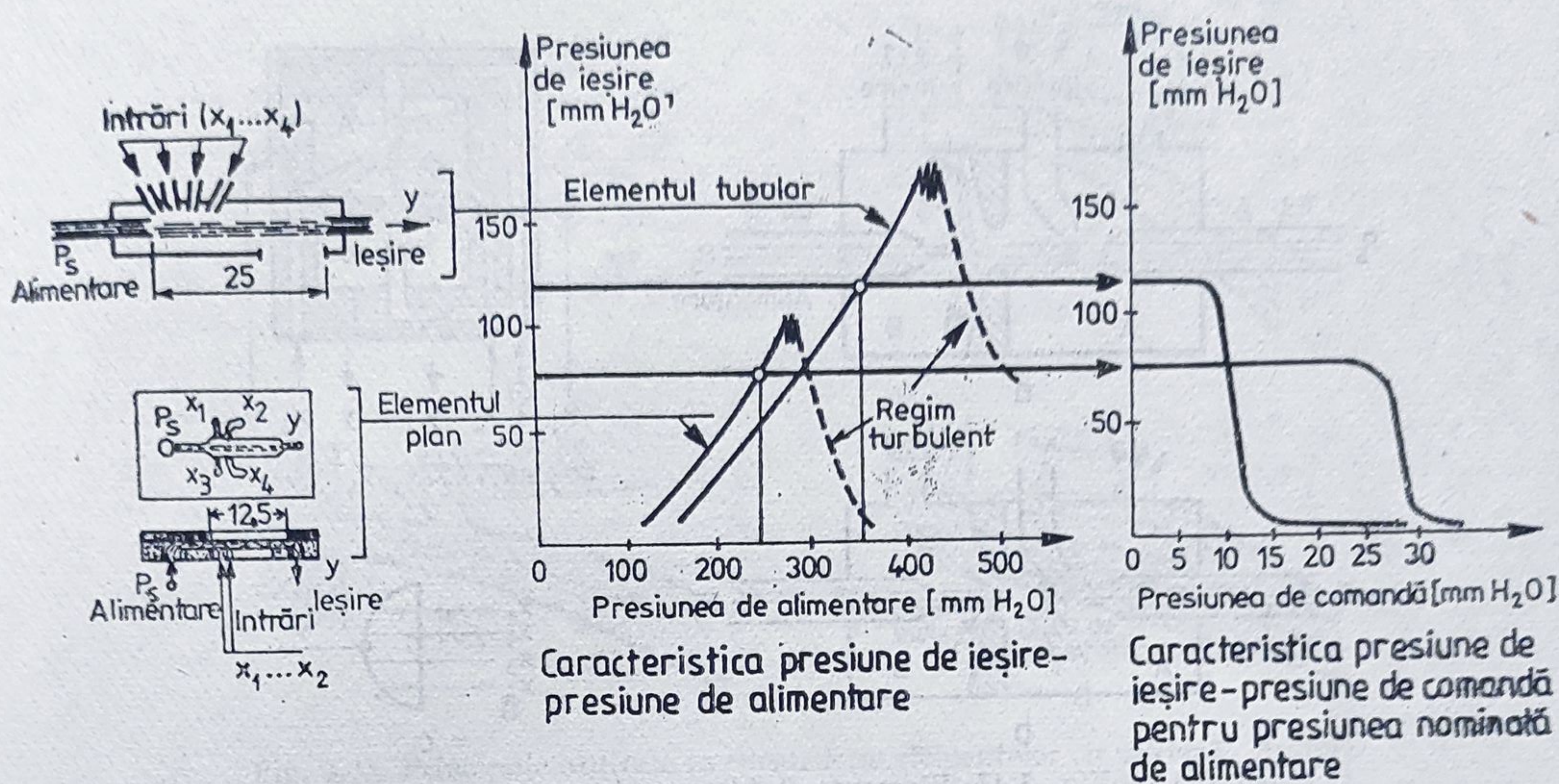


Fig. 3.46. Comparație între două tipuri de elemente logice cu turbulență: de tip tubular (mare) și de tip plan (mic).

Elementele plane au dimensiuni de gabarit mai reduse și permit obținerea unor configurații compacte prin realizarea interconexiunilor în placa de bază sub forma unor circuite integrate. Prin miniaturizare se reduce consumul de aer comprimat și timpul de răspuns, dar totodată se micșorează raportul de amplificare și factorul piramidal.

Elementele cu turbulență cu o singură intrare materializează funcția logică **NEGATIE**, iar cele cu mai multe intrări — funcția universală **NICI** (tabelul 3.3).

Consumul de aer al acestor elemente este foarte mic, ca rezultat direct al secțiunilor mici de curgere și presiunilor scăzute de lucru. Dezavantajul lor principal constă în sensibilitatea la undele sonore, care pot perturba jetul laminar. Totuși printr-o izolare fonică corespunzătoare aceste surse de hazard pot fi eliminate.

Elemente cu impact. Principiul de funcționare al acestor elemente este ilustrat în fig. 3.47, *a, b*. Ele au două tuburi emitoare *A* și *B* cuplate la sursa de presiune constantă, care creează două jeturi în opoziție ce interacționează între ele pentru a produce semnalul de ieșire. Prin configurația geometrică jetul *B* este puțin mai slab, astfel încât planul de impact se formează în camera *B*. În absența semnalului de comandă (intrare), aerul de la sursă este deci dirijat către ieșirea camerei *B*, obținându-se valoarea logică „1”.

Dacă un jet de comandă este dirijat către jetul *A*, planul de impact nu se mai formează în camera *B*, iar aerul de la sursă este evacuat prin ieșirea camerei *A* în atmosferă.

Elementele cu impact, cunoscute și sub denumirea de *moduatoare cu impact*, sînt elemente active care materializează funcțiile logice **NEGATIE** (cînd au o singură intrare) sau **NICI** (cînd au mai multe intrări — fig. 3.47, *c*).

Deoarece elementele cu impact pot opera și cu jeturi turbulente, presiunea de alimentare nu este strict limitată ca în cazul celor cu turbulență.

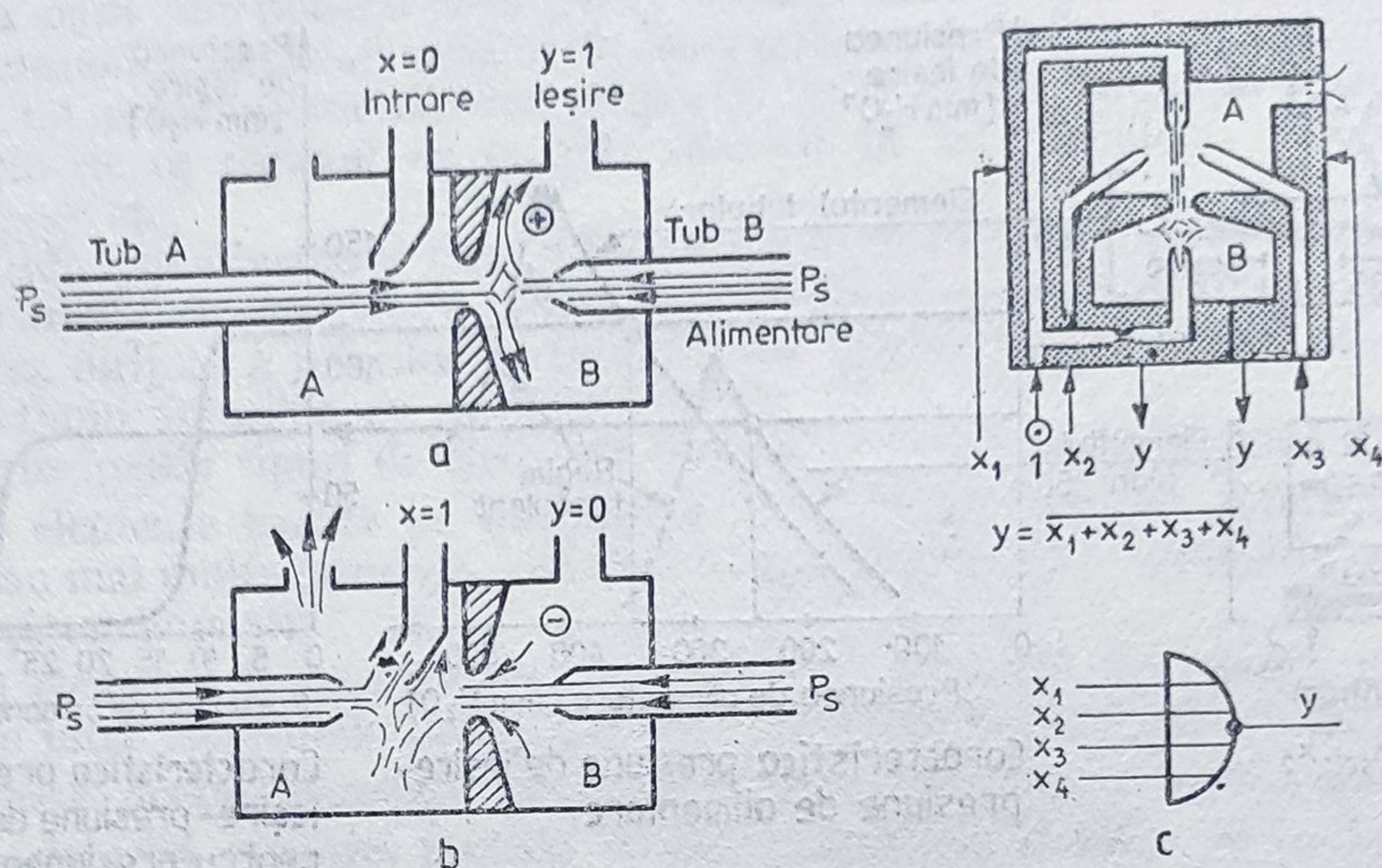


Fig. 3.47. Elemente fluidice cu impact:
a — impactul în absența semnalului de comandă; b — impactul în prezența semnalului de comandă; c — modulatorul cu mai multe intrări (NICI).

Domeniul uzual de presiuni este cuprins între 0,035 și 0,35 bar. Datorită principiului de funcționare elementele cu impact au un timp de răspuns mai mare (peste 3 ms) și un raport de amplificare mai mic decât cele cu turbulență. Totodată, factorul de recuperare și cel piramidal sînt mai mari.

Elemente cu devierea jetului. Aceste elemente utilizează unul sau mai multe semnale de comandă (intrare) pentru a devia un jet principal către una din cele două ieșiri. Jetul principal nu este distrus la aceste elemente, ci doar deviat.

Principiile utilizate pentru a devia un jet de fluid sînt ilustrate în fig. 3.48.

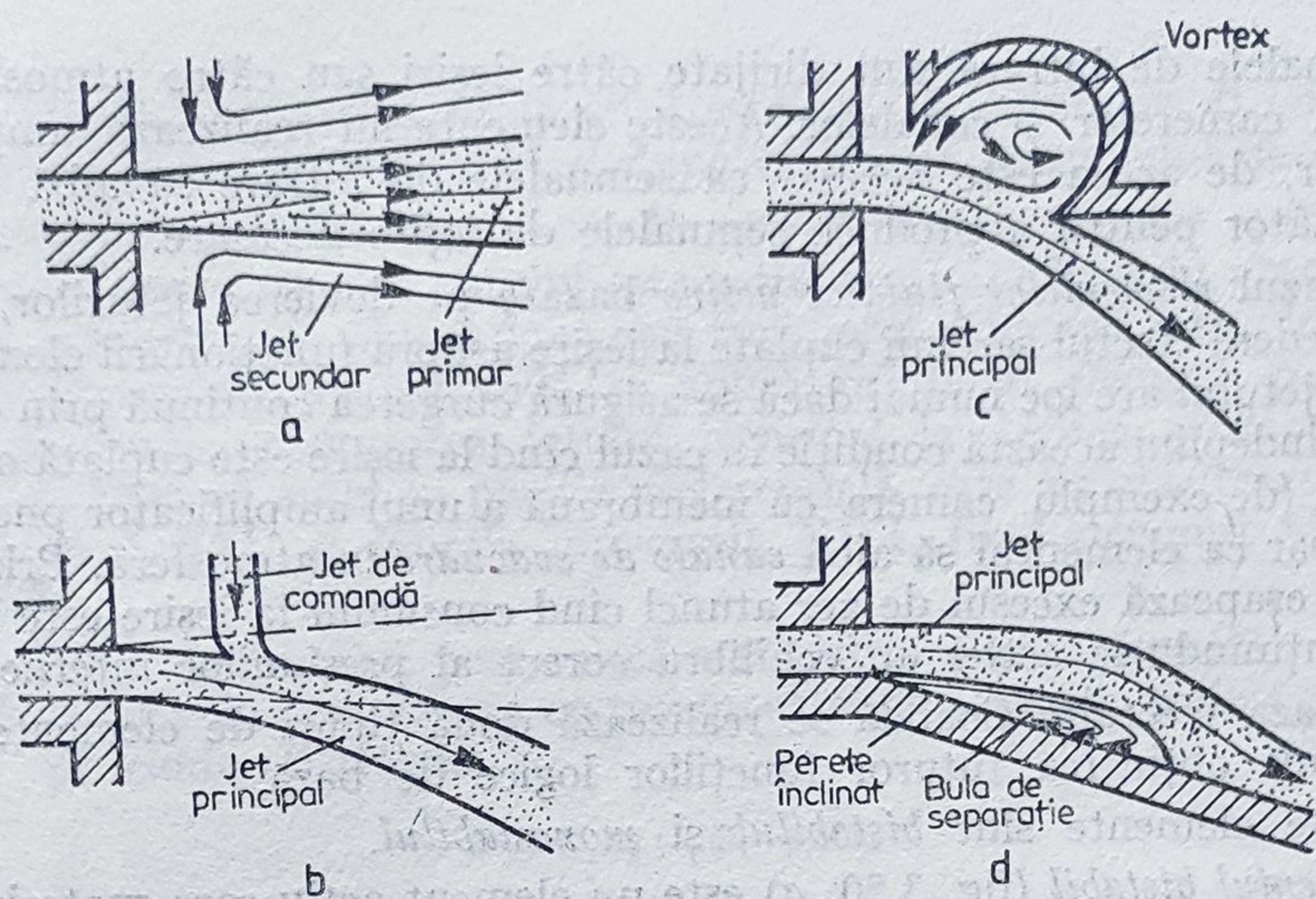
1) *Devierea jetului prin interacțiunea cu un alt jet* (fig. 3.48, b). O metodă simplă pentru a devia un jet de fluid constă în utilizarea unui jet de comandă, de putere mai mică, care acționează pe o parte a jetului principal. Gradul de deviere depinde de puterea jetului de comandă și de unghiul sub care interacționează. Acest procedeu este folosit în special la amplificatoarele analogice, dar și pentru realizarea de elemente logice pasive cunoscute sub denumirea de elemente de tip „jet-jet“.

2) *Devierea jetului prin turbionare* (fig. 3.48, c). Un jet auxiliar, desprins din jetul principal, este întors într-o cameră de turbionare (vortex) și dirijat către jetul principal, producînd astfel devierea acestuia.

3) *Devierea jetului prin efectul de atașare la perete* (fig. 3.48, d). Datorită interacțiunilor provocate de viscozitate, la deplasarea unui jet de fluid într-un mediu fluid aflat în repaus se produce o antrenare radială a fluidului față de direcția jetului, însoțită de formarea unui jet secundar (fig. 3.48, a).

Dacă pe o parte a jetului principal se găsește un perete înclinat, aceasta va împiedica mișcarea radială a mediului înconjurător, ceea ce duce la formarea unei zone cu presiune mai scăzută (o zonă depresionară în atmosferă).

Datorită diferenței de presiune pe direcția transversală, are loc devierea jetului principal pînă cînd acesta se atașează la perete și formează o bulă de separație în care se menține o presiune mai scăzută față de mediu.



Fenomenul de atașare a jetului la perete a fost descris și explicat pentru prima dată de savantul român H. Coandă, de aceea este cunoscut și sub denumirea de „efect Coandă”. Acest efect a fost utilizat pentru realizarea de elemente logice începând din anul 1950.

Principiile prezentate stau la baza realizării unei largi varietăți de elemente logice active și pasive. Ele se utilizează separat sau în combinație. Pentru exemplificare, în fig. 3.49 sînt prezentate patru elemente logice pasive bazate pe interacțiunea jeturilor.

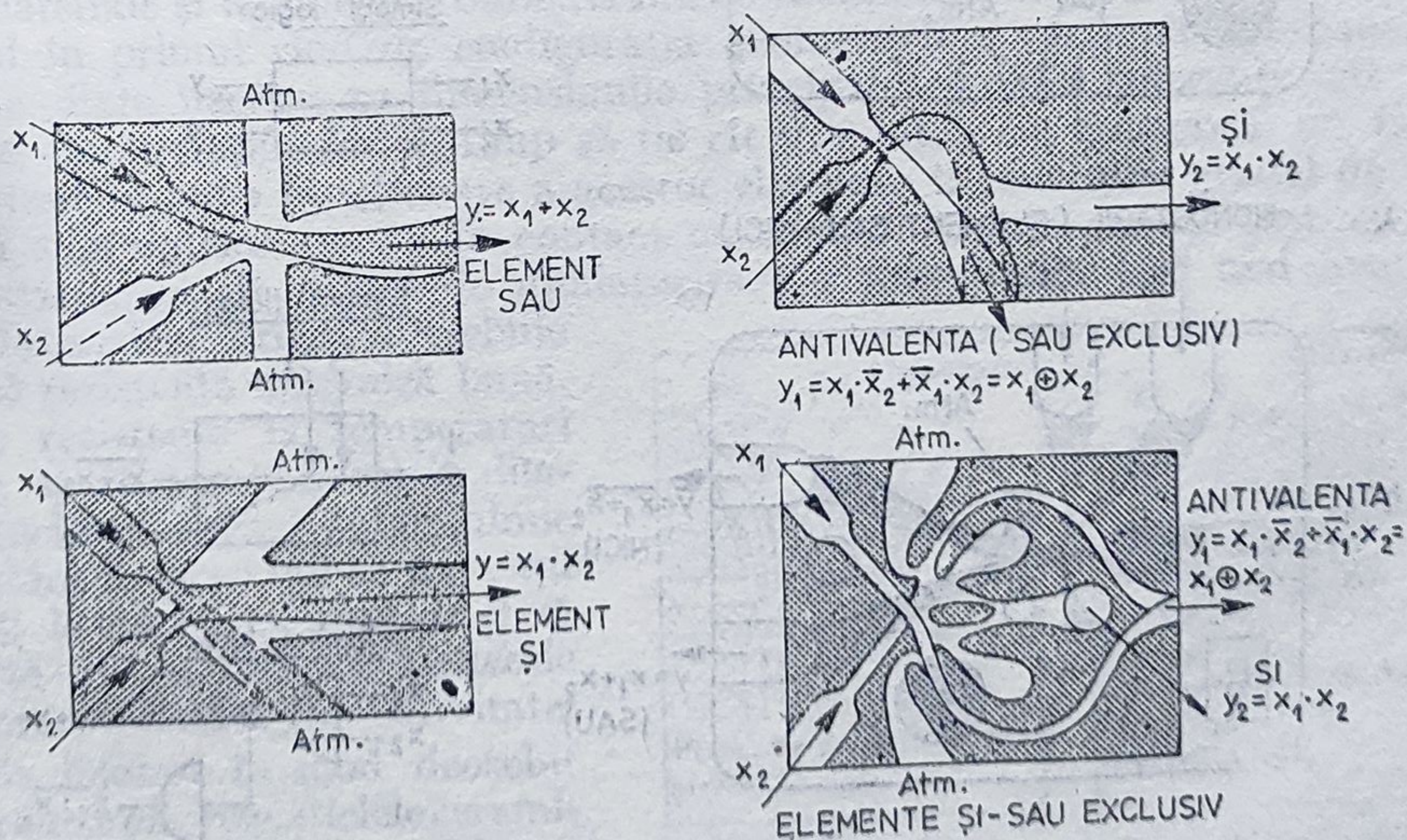


Fig. 3.49. Elemente logice pasive bazate pe interacțiunea jeturilor.

Semnalele de intrare sînt dirijate cître ieșiri sau cître atmosferă prin geometria camerelor și canalelor. Aceste elemente nu realizează amplificarea semnalelor, de aceea este necesar ca semnalele de intrare să aibă un nivel corespunzător pentru a produce semnalele de ieșire necesare.

În cazul *elementelor fluidice active* bazate pe devierea jeturilor, trebuie avut în vedere efectul sarcinii cuplate la ieșire asupra funcționării elementelor. Devierea jetului are loc numai dacă se asigură curgerea continuă prin element. Pentru a îndeplini această condiție în cazul cînd la ieșire este cuplată o cameră înfundată (de exemplu camera cu membrană a unui amplificator pneumatic) este necesar ca elementul să aibă *canale de evacuare* în atmosferă. Prin aceste canale se eșapează excesul de aer atunci cînd consumul la ieșire este mic sau zero, menținîndu-se astfel un echilibru corect al presiunilor interne.

Pe baza efectului Coandă se realizează două tipuri de elemente logice care permit obținerea tuturor funcțiilor logice de bază.

Aceste elemente sînt *bistabilul* și *monostabilul*.

Elementul bistabil (fig. 3.50, a) este un element activ care materializează funcția logică MEMORIE. Din ajutorul cuplat la sursa de presiune, jetul principal trece direct într-unul din cele două canale de ieșire y sau \bar{y} , atașîndu-se la peretele canalului respectiv. Dacă se aplică un semnal de comandă (sub

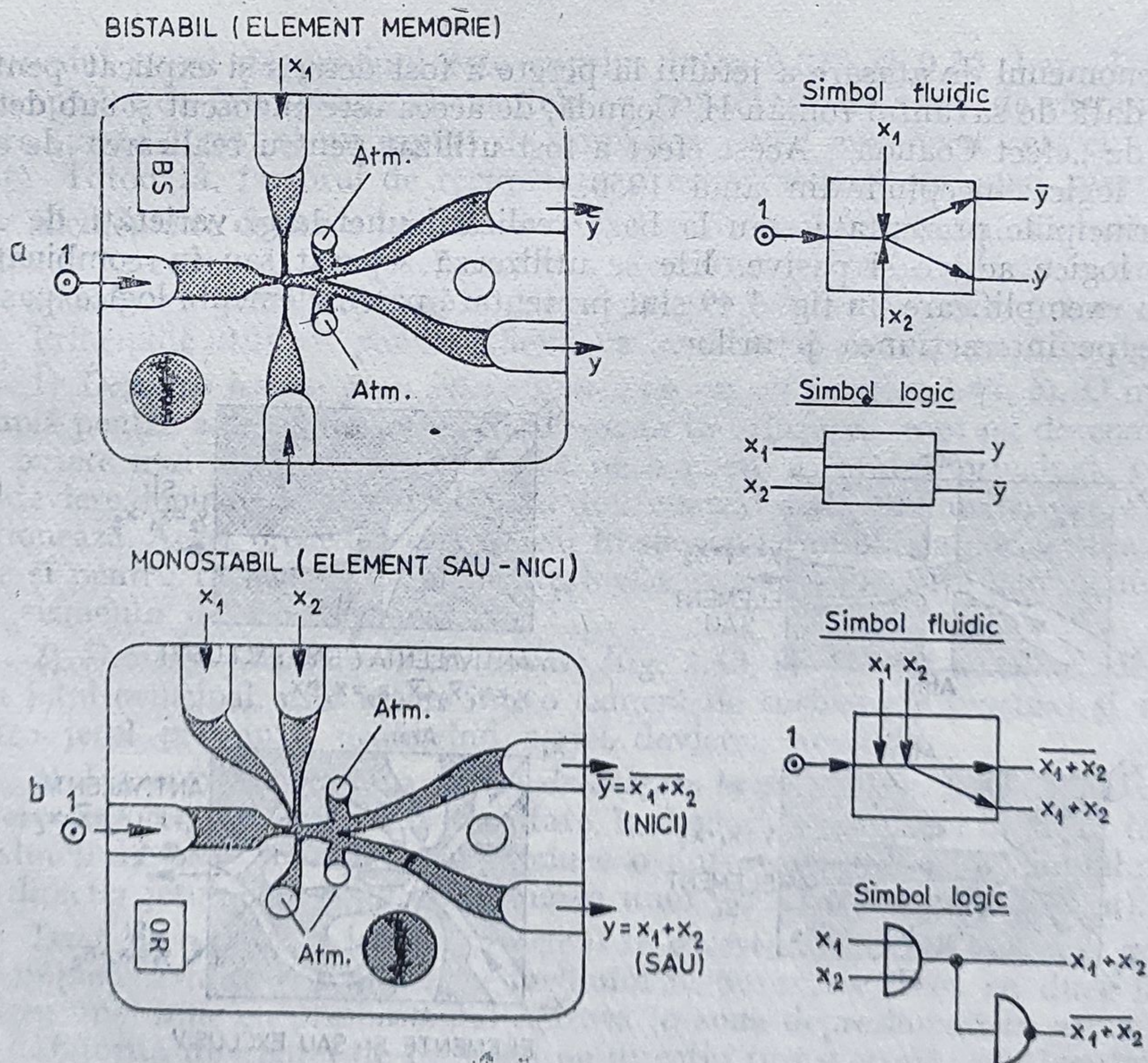


Fig. 3.50. Elemente logice fluidice bazate pe efectul Coandă:
a — bistabilul; b — monostabilul.

formă de impuls) pe partea unde jetul este atașat, acesta va fi comutat pe peretele opus și va rămâne astfel și după dispariția semnalului de comandă.

Elementul monostabil (fig. 3.50, b) este o variantă puțin asimetrică a bistabilului. Geometria elementului este astfel realizată încât în absența semnalelor de comandă (de obicei două sau trei) jetul principal este dirijat către ieșirea \bar{y} . Semnalele de comandă se aplică printr-un element pasiv SAU integrat și produc comutarea jetului principal la ieșirea y . Monostabilul este deci un element activ cu poziție preferențială, care materializează funcția logică de bază SAU și funcția universală NICI, fiind denumit și element SAU-NICI.

Elementul monostabil poate deci materializa singur funcțiile DA, NU SAU, NICI, iar prin combinarea de trei monstabile se poate realiza și funcția de bază ȘI conform relației,

$$y = x_1 x_2 = \overline{\bar{x}_1 + \bar{x}_2}.$$

De asemenea, prin combinarea monostabilului cu unele elemente pasive de tipul celor prezentate în fig. 3.49 se obțin elemente active ȘI-NAND, ECHIVALENȚĂ-ANTIVALENȚĂ, etc. (fig. 3.51).

O soluție simplă pentru a realiza un sistem logic complet constă în utilizarea elementelor active de tip bistabil și monostabil și a unui element pasiv ȘI.

Parametrii funcționali ai elementelor bazate pe devierea jetului au valori cuprinse în domeniile următoare:

- presiunea de alimentare, $p_s = (0,05...1)$ bar;
- presiunea de comandă minimă, $p_c = (0,01...0,1)$ bar;
- raportul de amplificare $p_e/p_c = 1,8...2,5$;
- factorul piramidal $2...4$;
- timpul de răspuns, $(1...5)$ ms.

Materiale și tehnologie. Caracteristicile funcționale ale elementelor fluidice depind în primul rînd de configurația geometrică a camerelor și canalelor interne. Este necesar ca dimensiunile principale să aibă toleranțe cît mai strînse, iar variațiile lor în timp să fie cît mai mici. De asemenea, un factor important în buna funcționare a acestor elemente îl constituie gradul de finisare a suprafețelor ce vin în contact cu fluidul. Aceste cerințe sînt cu atît mai stricte, cu cît gradul de miniaturizare a elementelor este mai avansat.

Materialele utilizate trebuie să aibă rezistență mecanică bună, să fie rezistente la temperaturi înalte, să aibă coeficienți de dilatare mici, să nu reacționeze chimic cu fluidul de lucru sau cu solvenții folosiți la curățirea pieselor și să permită utilizarea unor procedee de prelucrare de înaltă productivitate.

Se folosesc în mod deosebit materialele plastice, sticlele ceramizate fotosensibile și materialele ceramice și mai rar metalele sau pulberile metalice pe bază de cupru.

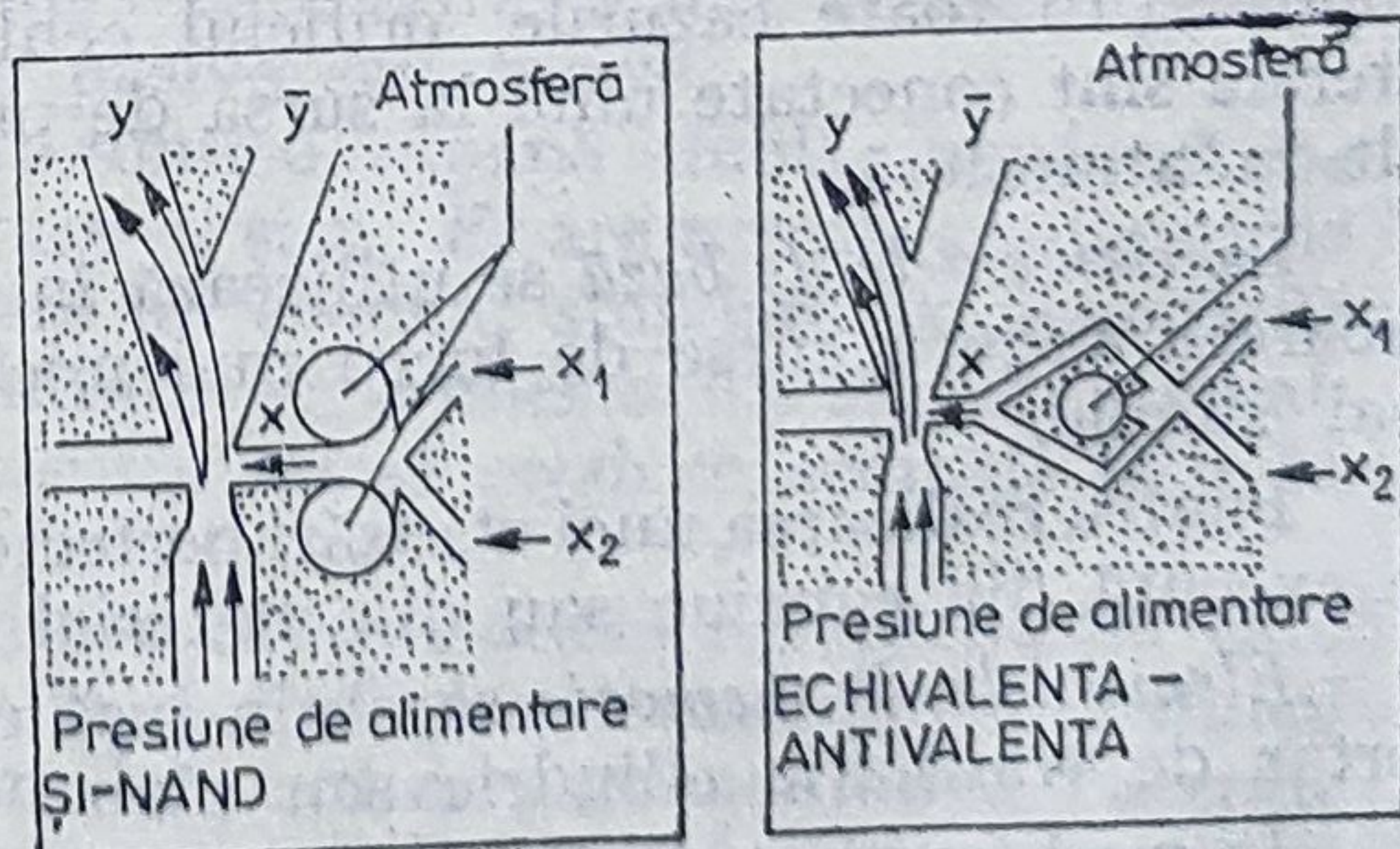


Fig. 3.51. Combinarea monostabilului cu unele elemente pasive pentru obținerea de elemente logice active.

Procedeele tehnologice cele mai utilizate sînt:

- injectia sub presiune în cazul materialelor plastice, sticlelor, materialelor ceramice și pulberilor metalice;
- fotodecuparea chimică în cazul sticlelor fotosensibile sau cuprului;
- prelucrarea prin așchiere sau matrițarea în cazul producției de unicate sau de serii mici.

3.4.3. Elemente logice cu piese mobile

În principiu, elementele logice cu piese mobile sînt microdistribuitoare cu comandă pneumatică de tip 3/2 (pentru implementarea funcțiilor elementare) sau 5/2 (pentru funcția memorie). Valoarea semnalelor de ieșire se modifică prin deplasarea unei părți mobile — *organul de distribuție* — care ocupă numai două poziții bine definite. Pentru fiecare poziție de lucru se stabilesc anumite conexiuni interioare între orificiile elementului, astfel încît:

- valoarea logică „1” se obține prin închiderea legăturii cu atmosfera și conectarea ieșirii la sursa de presiune;
- valoarea logică „0” se obține prin închiderea sursei și conectarea ieșirii la atmosferă.

Legătura cu sursa de presiune este directă, în cazul elementelor *active*, și indirectă (prin intermediul unui alt element), în cazul elementelor *pasive*.

Valoarea logică a semnalelor pneumatice se definește prin valoarea presiunilor statice instalate în interiorul camerelor și conductelor de legătură corespunzătoare. Spre deosebire de elementele fluidice, funcționarea elementelor cu piese mobile nu este condiționată de existența unei curgeri permanente de fluid. Din acest motiv, ele pot avea camere înfundate atît la intrare, cît și la ieșire.

Poziția organului de distribuție este determinată de sensul rezultantei forțelor de presiune și elastice care acționează pe *organul de comandă*.

În fig. 3.52 sînt prezentate principalele tipuri de organe de distribuție și de comandă utilizate în construcția elementelor logice pneumatice, orice combinație a acestora fiind practic posibilă. Distribuția se poate realiza cu supape plane, conice sau sferice, cu sertar plan de translație sau cu sertar cilindric. În toate cazurile, orificiul central reprezintă ieșirea, iar orificiile laterale sînt conectate unul la sursa de presiune (direct sau indirect) și celălalt la atmosferă.

La *elementele de bază* se utilizează în mod deosebit distribuția cu supap deoarece asigură curse de lucru mai mici și necesită tehnologii de execuție mai simple.

Pentru realizarea unei etanșări perfecte, una din piese (scaunul sau supapa) se execută din cauciuc sau din material plastic.

Elementele de memorie se obțin însă mai ușor folosindu-se distribuția cu sertar de translație cilindric sau plan.

În mod frecvent, în scopul micșorării gabaritului și simplificării construcției, cele două organe — de distribuție și de comandă — se integrează într-o singură piesă sau într-un subansamblu, denumit și „echipaj” mobil [3.7].

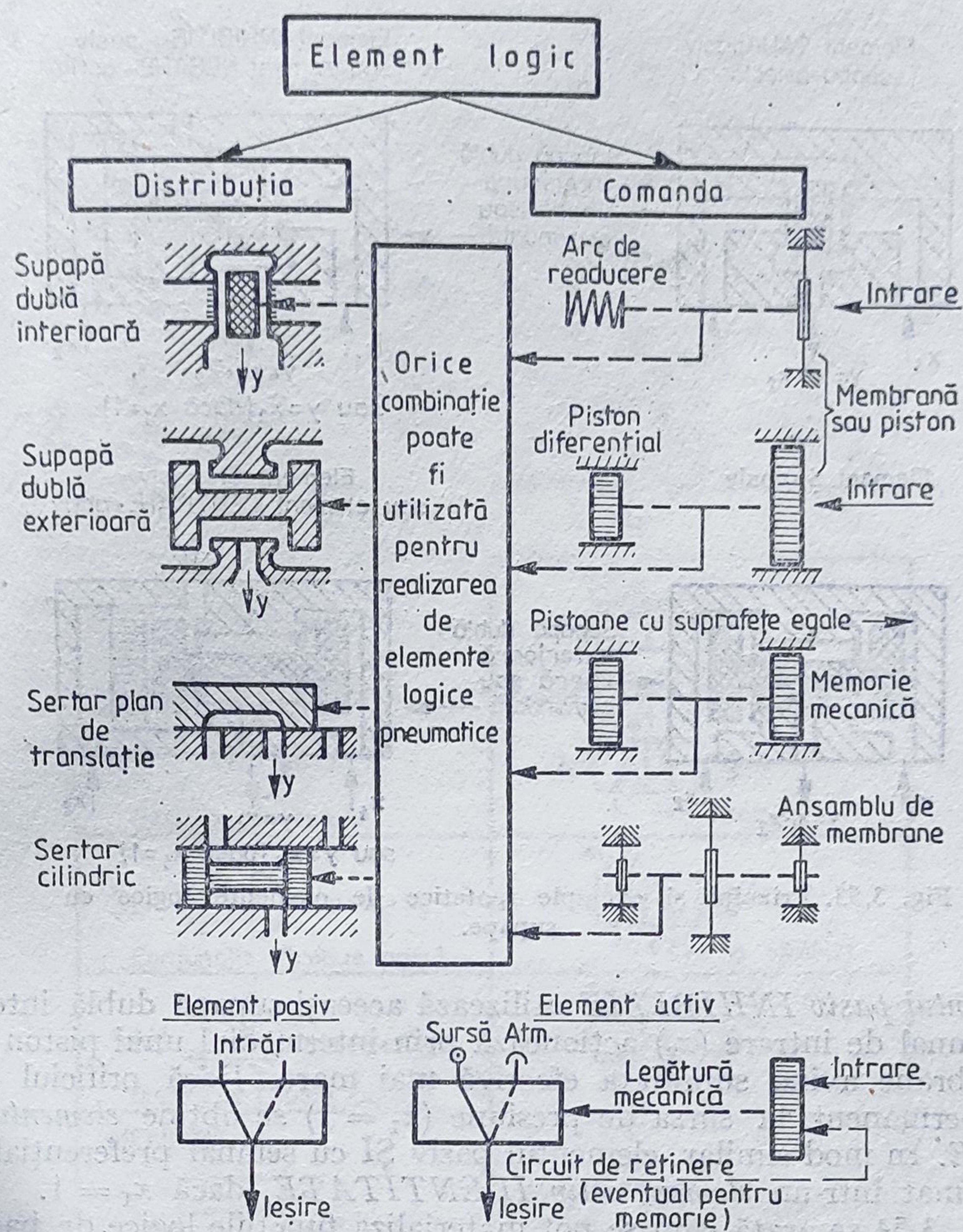


Fig. 3.52. Schemele de principiu pentru realizarea elementelor logice pneumatice cu piese mobile.

În fig. 3.53 se exemplifică modul în care cele două tipuri de supape — supapa dublă interioară și supapa dublă exterioară — sînt utilizate pentru realizarea de elemente logice ipotetice pasive sau active.

Elementul pasiv SAU este format dintr-o supapă dublă interioară pe care acționează direct semnalele de intrare x_1 și x_2 . El are aceeași configurație cu supapa selectoare de circuit, care este un element standard în acționările pneumatice sau hidraulice. Dacă la intrare se primește un singur semnal, supapa etanșează intrarea inactivă pentru a nu se produce semnale false în restul circuitului.

Elementul pasiv ȘI este format dintr-o supapă dublă exterioară pe care acționează direct semnalele de intrare x_1 și x_2 . La ieșire se va obține un semnal numai dacă x_1 și x_2 acționează simultan. În acest caz, semnalul mai puternic va obtura o poartă și va deschide trecerea celuilalt semnal către ieșire. Elementele pasive descrise mai sus pot funcționa chiar dacă semnalele de intrare au nivele diferite.

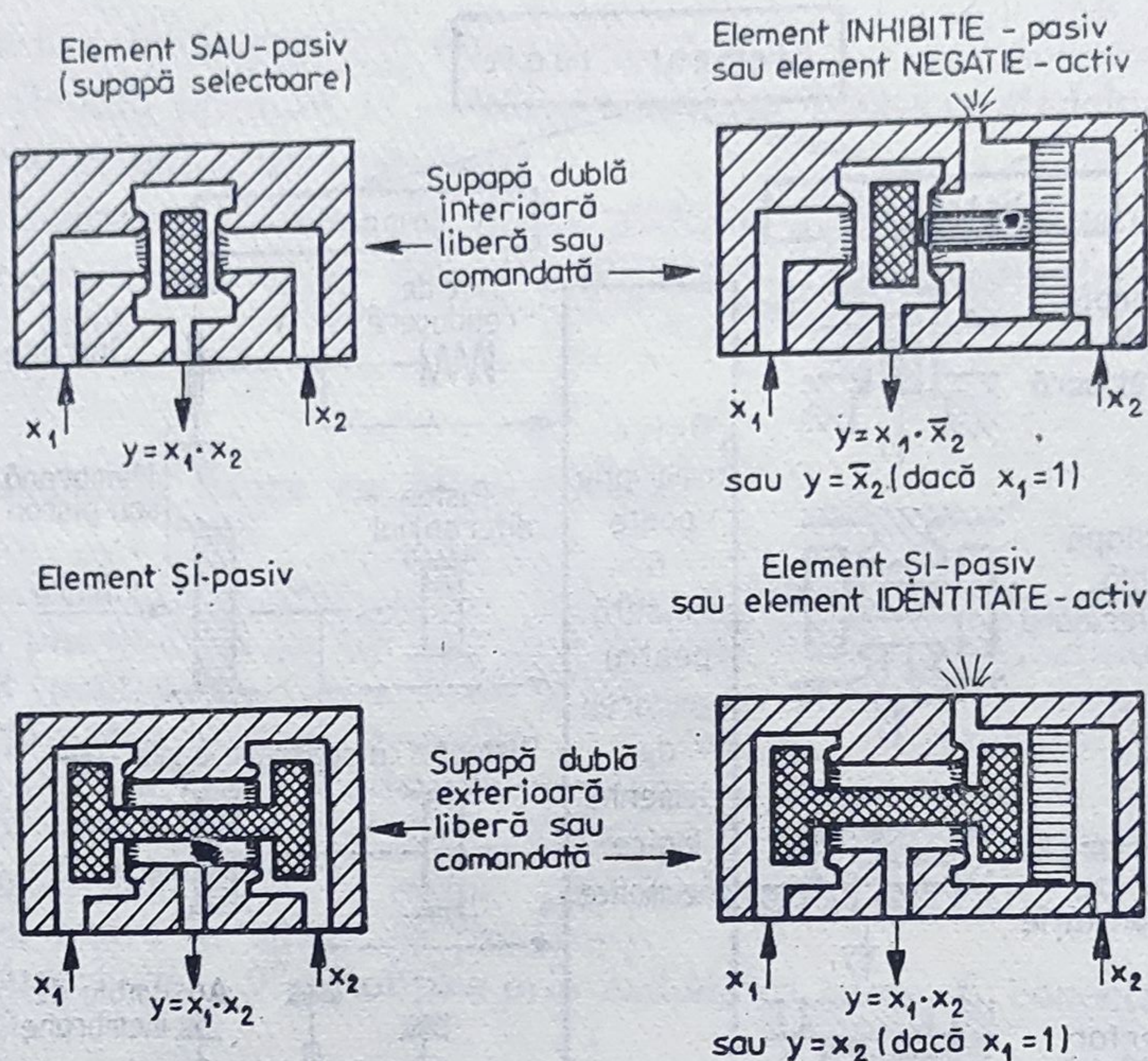


Fig. 3.53. Principii și exemple ipotetice de elemente logice cu supape.

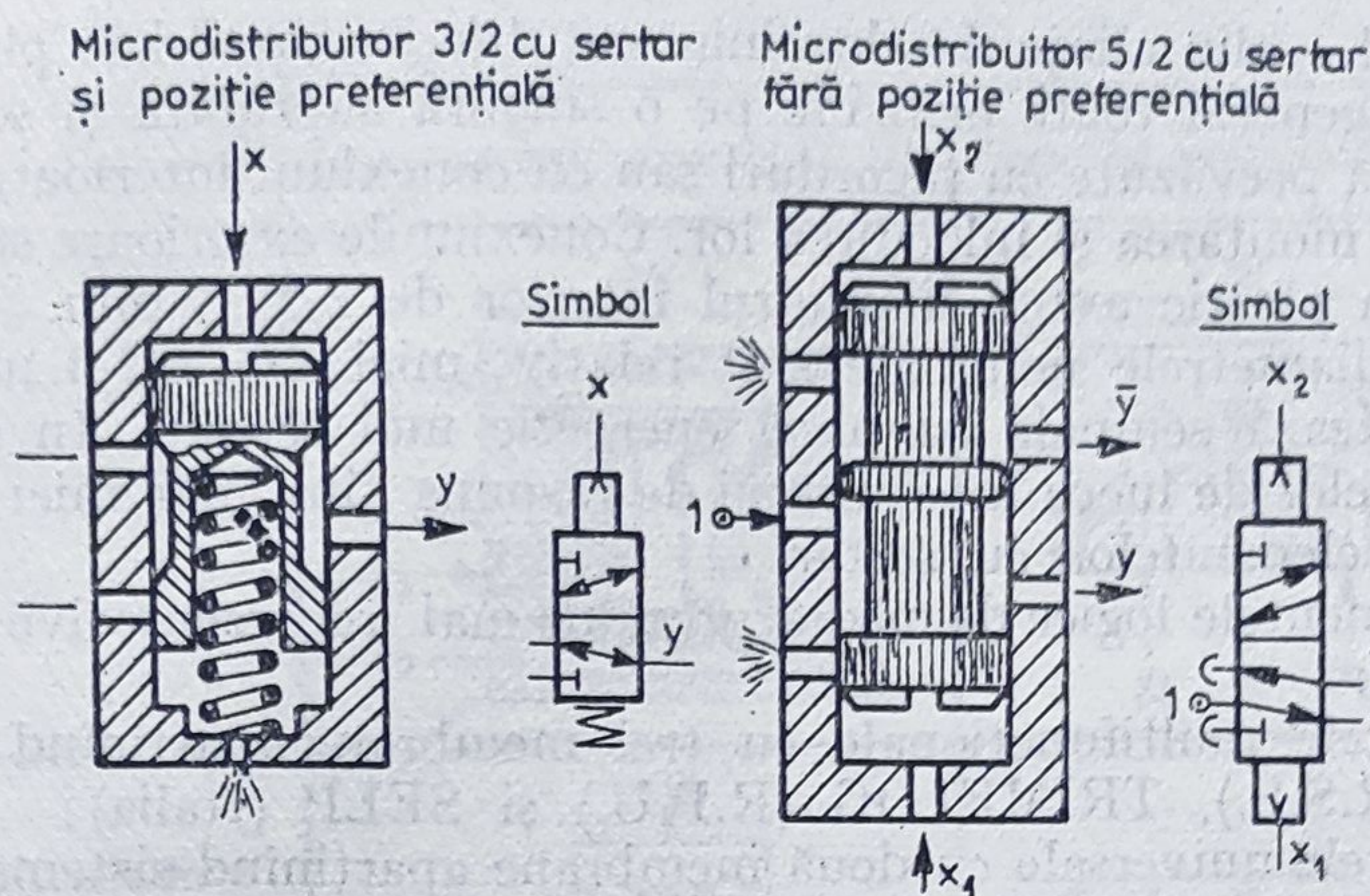
Elementul pasiv INHIBITIE utilizează aceeași supapă dublă interioară, dar un semnal de intrare (x_2) acționează prin intermediul unui piston sau al unei membrane având suprafața efectivă mai mare. Dacă orificiul x_1 este conectat permanent la sursa de presiune ($x_1 = 1$) se obține *elementul activ NEGATIE*. În mod similar, elementul pasiv ȘI cu semnal preferențial poate fi transformat într-un *element activ IDENTITATE*, dacă $x_1 = 1$.

În fig. 3.54 se arată cum se pot materializa funcțiile logice de bază DA, NU, ȘI, SAU și funcția MEMORIE utilizându-se microdistribuitoare cu sertar cilindric de translație de tip 3/2 și 5/2. Se remarcă faptul că sertarul memorează ultima poziție și o păstrează chiar dacă alimentarea cu presiune este întreruptă pentru o anumită perioadă de timp. Acest lucru se realizează fie printr-o „memorie” mecanică (prin forța de frecare din etanșări), fie printr-o „memorie” magnetică (prin introducerea unor magneți permanenți miniaturali).

Etanșarea camerelor în cazul distribuitoarelor cu sertar cilindric se realizează prin inele „0” montate pe sertar (garnituri mobile), în corp (garnituri fixe) sau combinat.

Dintre criteriile menționate pentru clasificarea elementelor logice (§ 3.4.1), o importanță deosebită prezintă *presiunea nominală de lucru*, care determină în mod hotărâtor forma constructivă a elementului și materialele utilizate. Din acest punct de vedere, elementele logice cu piese mobile se împart în două categorii principale:

- *elemente de presiune medie*, având presiune nominală de lucru pînă la 2,5 bar (în mod obișnuit presiunea standard de 1,4 bar);
- *elemente de presiune înaltă*, având presiunea nominală de 8—10 bar, iar în unele aplicații speciale pînă la 14—15 bar.



<p>DA $x \rightarrow y = x$</p> <p>Identitate, Amplificare</p>	<p>$y = x$ (activ)</p>
<p>NU $x \rightarrow y = \bar{x}$</p> <p>Negație, Inversiune</p>	<p>$y = \bar{x}$ (activ)</p>
<p>ȘI $x_1, x_2 \rightarrow y = x_1 \cdot x_2$</p> <p>Conjunție (Produs logic)</p>	<p>$y = x_1 \cdot x_2$ (pasiv)</p>
<p>SAU $x_1, x_2 \rightarrow y = x_1 + x_2$</p> <p>Disjunție (Suma logică)</p>	<p>$y = x_1 + x_2$ (semiactiv)</p>
<p>MEMORIE</p> <p>$x_1, x_2 \rightarrow y, \bar{y}$</p>	

Fig. 3.54. Utilizarea microdistribuitoarelor cu sertar cilindric de translație ca elemente logice

În fig. 3.45 sînt prezentate cîteva tipuri reprezentative de elemente logice de medie și înaltă presiune și sînt indicați principalii parametri constructivi-funcționali ai elementelor aparținînd unor sisteme dezvoltate în diferite țări.

3.4.3.1. Elemente logice de presiune medie

Aceste elemente au fost proiectate inițial pentru a completa sistemele pneumatice analogice funcționînd la presiunea standard de 1,4 bar.

Partea lor mobilă este formată fie dintr-o supapă liberă interioară sau exterioară, fie dintr-un ansamblu de supape și membrane nemetalice cu centrul rigidizat. Supapele și membranele se execută din cauciuc natural sau sin-

tetic, iar corpul — din aliaje de aluminiu sau diferite materiale plastice. Elementele au în general toate orificiile pe o singură suprafață și se montează pe plăci de bază prevăzute cu racorduri sau cu conexiuni interioare integrate, pentru a ușura montarea și înlocuirea lor. Conexiunile exterioare se realizează prin tuburi din plastic având diametrul interior de 2,5...3 mm.

Deoarece diametrele nominale sînt relativ mici ($D_N \leq 2,5$ mm) aceste elemente furnizează semnale cu nivel energetic mai scăzut. În schimb, ca rezultat al curselor de lucru mici, timpii de răspuns sînt mai mici ($t \leq 10$ ms) decît în cazul elementelor cu sertar.

Dintre elementele logice de medie presiune mai reprezentative (fig. 3.45) se menționează:

- elementele multifuncționale cu trei membrane aparținînd sistemelor USEPPA (U.R.S.S.), TRIMELOG (R.P.U.) și SELP (Italia);
- elementele universale cu două membrane aparținînd sistemelor DRELOBA (R.D.G.) și SEFRO (R.S.R.);
- elementele universale cu membrană și arc dezvoltate de SAMSON (R.F.G.) și GENERAL FLUIDICS (S.U.A.);
- elementele universale NICI cu trei intrări aparținînd sistemului VISI-LOGIC dezvoltat de firma DOUBLE A (S.U.A.).

Elementele denumite universale sau multifuncționale pot realiza singure toate funcțiile logice elementare și funcția memorie, dacă sînt conectate și cuplate corespunzător.

Totuși în scopul optimizării numărului de elemente și conexiuni, în general sistemele logice mai cuprind în afara unui element universal și alte elemente logice pentru materializarea unor funcții de bază. Pentru exemplificare, în continuare vor fi prezentate elementele logice aparținînd Sistemului de Elemente Fluidice Românesc (SEFRO), elaborat de ICSITMFS — București și introdus în fabricația de serie la FPPT — Ploiești.

Elemente logice pneumatice SEFRO. SEFRO cuprinde două elemente logice de bază (fig. 3.55) și anume:

- elementul logic universal (ELU);
- elementul logic SAU (ELS).

Elementul logic universal are echipajul mobil format dintr-un ansamblu de două membrane nemetalice ondulate, al căror centru rigidizat împreună cu tija de legătură materializează totodată supapa dublă exterioară S_1-S_2 . Partea fixă cuprinde corpul central (în care sînt executate și scaunele supapeilor) și două capace laterale asamblate prin șuruburi, în varianta din aluminiu, sau prin lipire, în varianta din plastic.

Elementul are cinci camere funcționale, dintre care două — cele laterale — sînt înfundate. În funcție de sensul rezultantei forțelor de presiune o supapă va fi deschisă, iar cealaltă închisă, punînd camera centrală, care reprezintă întotdeauna ieșirea, în legătură fie cu camera x_3 , fie cu camera x_4 . Deoarece orificiul x_4 este legat permanent la atmosferă ($x_4 = 0$), funcția logică realizată de ELU se reduce la ecuația:

$$y = x_3(x_1 + x_2).$$

Elementul logic SAU este format dintr-o supapă dublă interioară, pe care acționează direct semnalele de intrare x_1 și x_2 .

Dimensional ELU este un cub cu latura de 18 mm, iar ELS un paralelipiped cu laturile de $18 \times 12 \times 12$ mm.

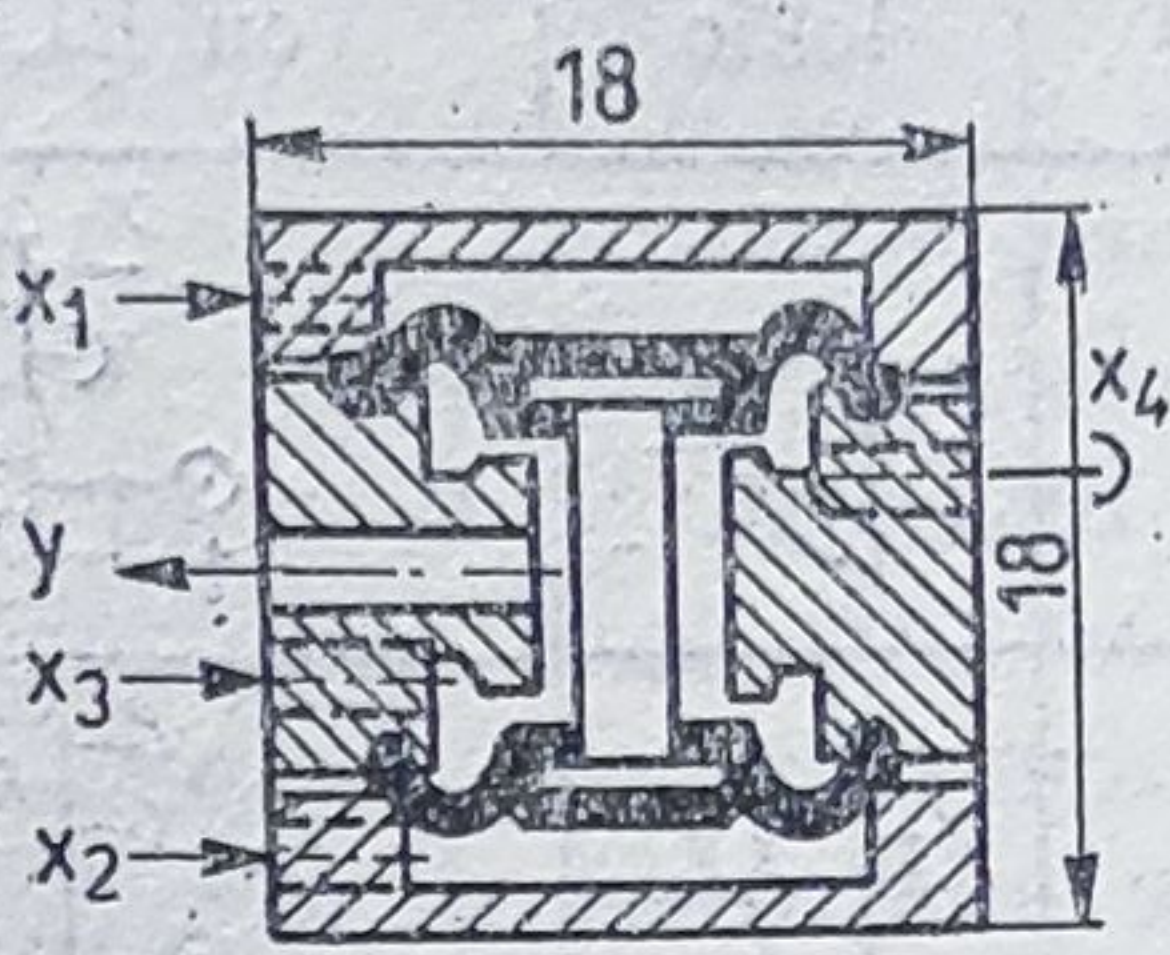
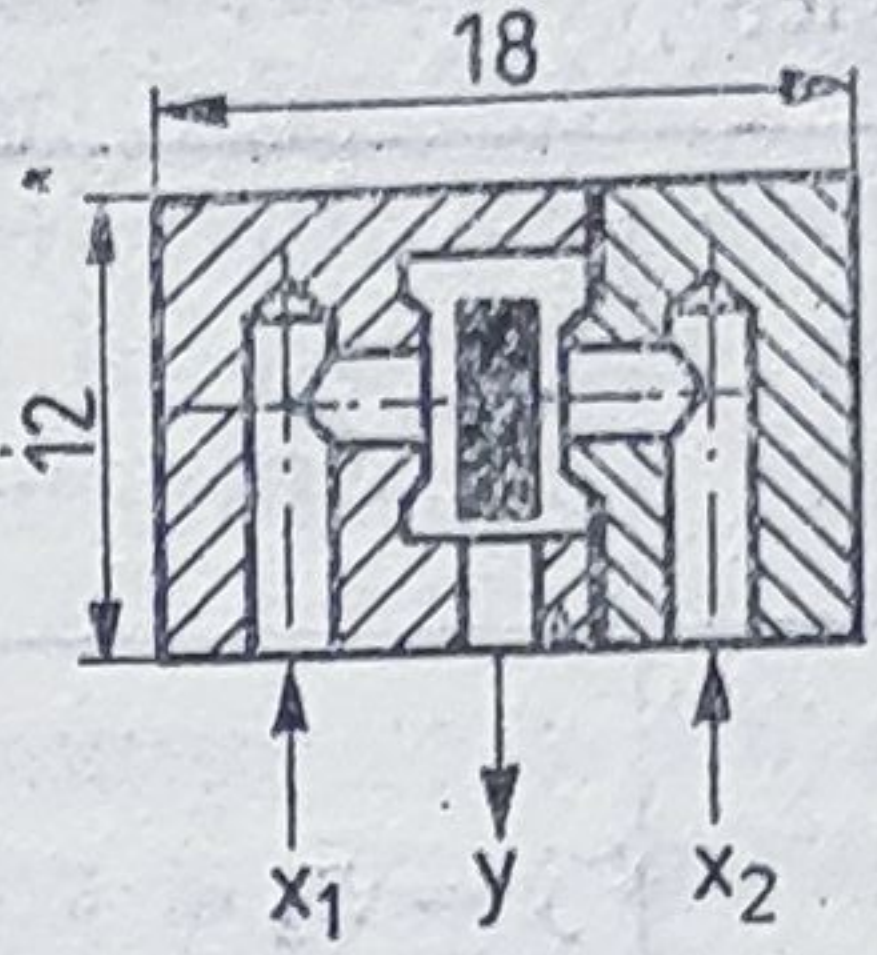
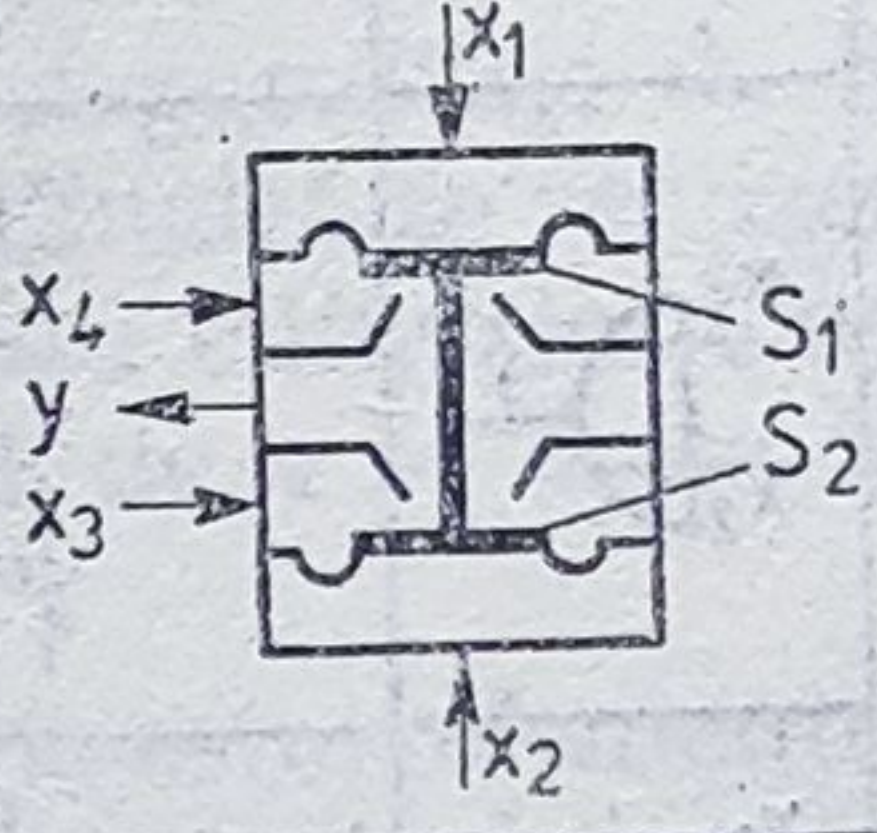
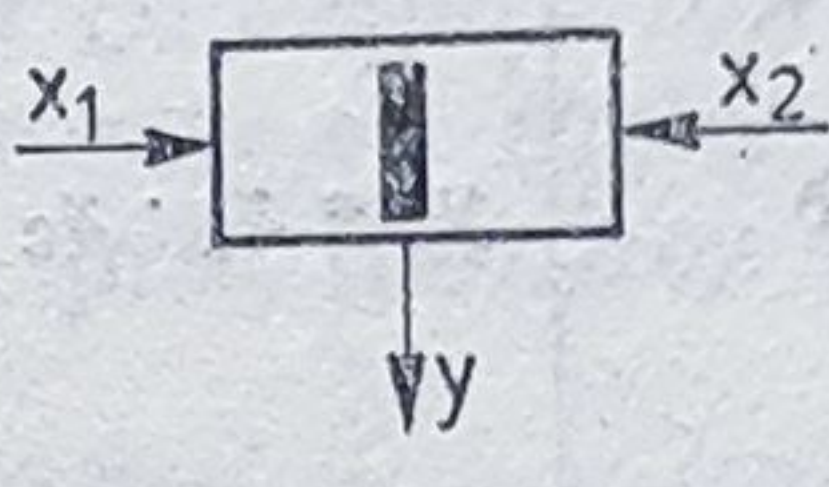
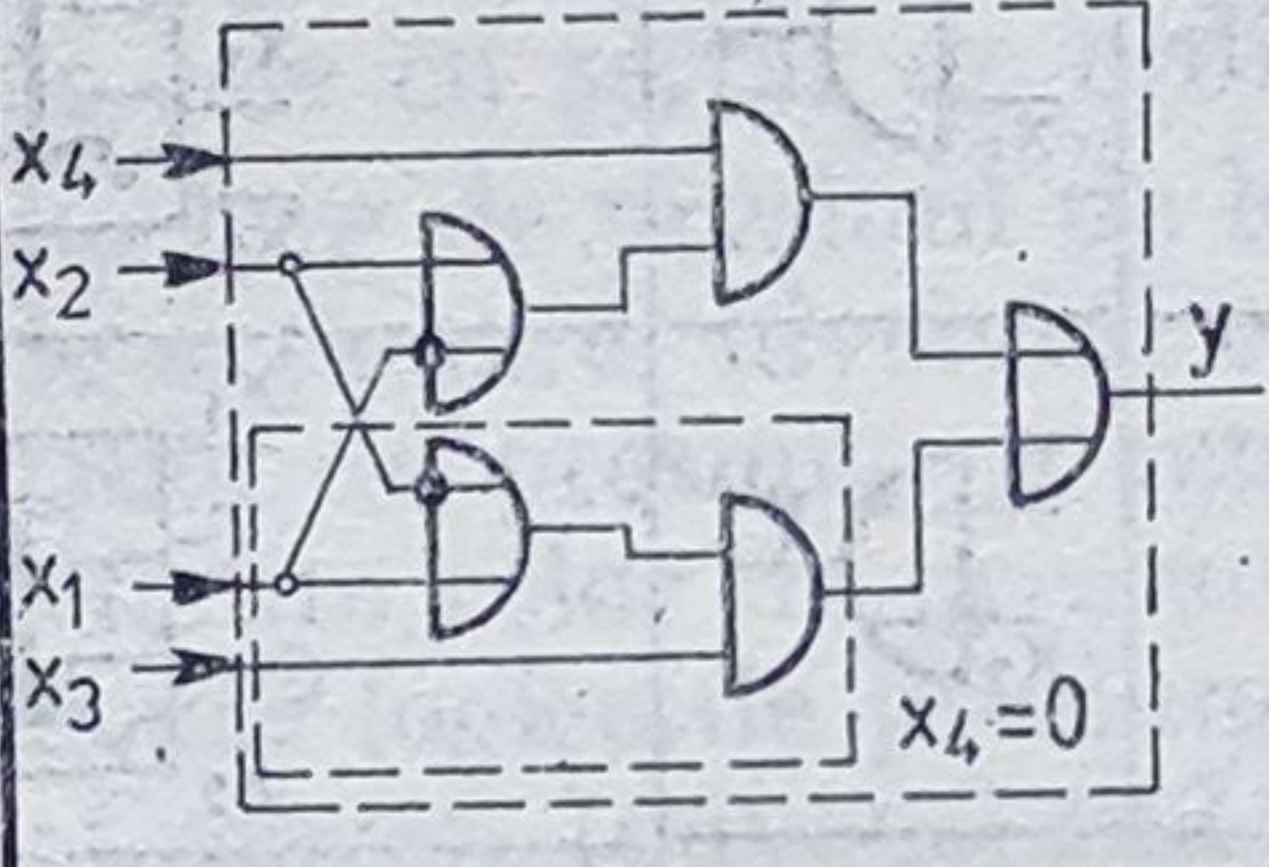
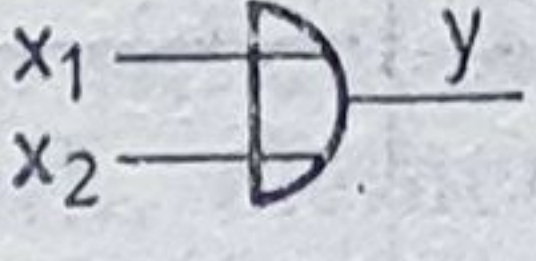
	Elementul logic universal (ELU)	Elementul logic SAU (ELS)
Secțiune		
Reprezentare schematică (simbol funcțional)		
Simbol logic		
Ecuație logică	$y = (x_1 + \bar{x}_2) \cdot x_3 + (\bar{x}_1 + x_2) \cdot x_4$ $x_4 = 0 \rightarrow y = (x_1 + \bar{x}_2) \cdot x_3$	$y = x_1 + x_2$

Fig. 3.55. Elementele logice pneumatice SEFRO.

Principalii parametri funcționali ai elementelor SEFRO sînt:

- presiune nominală de alimentare: $p_n = 1,4 \text{ bar} \pm 10\%$;
- presiunea maximă admisă: 3,2 bar;
- semnal logic „1”: $(0,8 \dots 1,0) p_n$ la intrare și $(0,95 \dots 1,0) p_n$ la ieșire;
- semnal logic „0”: $(0 \dots 0,2) p_n$ la intrare și $(0 \dots 0,05) p_n$ la ieșire;
- temperatura de lucru: $-30^\circ\text{C} \dots +80^\circ\text{C}$ varianta metalică;
- diametrul nominal: $D_N = 2,5 \text{ mm}$;
- constanta de timp: 15 ms pentru ELU și 10 ms pentru ELS;
- debitul de aer la ieșire: 2.500 Nl/h la 1,4 bar;
- factorul piramidal (FAN OUT): 10;
- impurități admise în aer: max. 40 μm (aer instrumental).

ELU materializează singur funcțiile logice IDENTITATE (DA), NEGAȚIE (NU), CONJUNCȚIE (ȘI), INHIBIȚIE și IMPLICAȚIE, iar ELS funcția logică DISJUNCȚIE (SAU). Prin combinarea celor două elemente se pot realiza toate funcțiile logice elementare, după cum se arată în tabelul 3.9.

Tabelul 3.9

Nr. crt.	Denumirea funcției logice	Ecuția logică	Simbolul logic	Realizarea funcției cu ELU și ELS	Tipul elementului
1	Identitate DA	$y = x_1$			$x_2 = x_3 = 1$ $x_4 = 0$ activ
2	Negație NU	$y = \bar{x}_2$			$x_1 = x_4 = 0$ $x_3 = 1$ activ
3	Conjuncție ȘI	$y = x_1 \cdot x_3$			$x_2 = 1$ $x_4 = 0$ pasiv
4	Inhibiție	$y = \bar{x}_2 \cdot x_3$			$x_1 = x_4 = 0$ pasiv
5	Implicație	$y = x_1 + x_2$			$x_3 = 1$ $x_4 = 0$ activ
6	Disjuncție SAU	$y = x_1 + x_2$			pasiv
7	Nici SAU-NU	$y = \overline{x_1 + x_2}$			activ
8	Sheffer ȘI-NU	$y = \overline{x_1 \cdot x_2} = \bar{x}_1 + \bar{x}_2$			activ
9	Echivalență	$y = x_1 x_2 + \bar{x}_1 \cdot \bar{x}_2$			activ
10	Memorie	$y_1^{k+1} = (x_1 + \bar{x}_2 y_1)^k$ $y_2^{k+1} = (x_2 + \bar{x}_1 y_2)^k$			activ

3.4.2.3. Elemente logice de presiune înaltă

Aceste elemente sînt derivate din distribuitoarele clasice utilizate în sistemele de acționare pneumatice și lucrează cu presiuni cuprinse în mod obișnuit între 2 și 8 bar. Diametrele lor nominale au valori între 2 și 4 mm. Semnalele pneumatice furnizate la ieșire au un nivel energetic suficient de ridicat pentru a fi utilizate direct (fără amplificare prealabilă) în comanda elementelor de execuție de mici dimensiuni. Ca și în cazul elementelor de presiune medie, se preferă montajul pe plăci de bază prevăzute cu racorduri sau cu circuite integrate, care facilitează realizarea schemelor complexe și înlocuirea rapidă a elementelor defecte. Aliajele de aluminiu, alama și materialele plastice sînt folosite cu precădere pentru execuția corpurilor și sertarelor, iar cauciucul sintetic pentru membrane și garnituri de etanșare.

Elementele de presiune înaltă se realizează atît cu supape libere și comandate, cît și cu sertar plan sau cilindric. Unele elemente cu sertar necesită aer lubrificat, dar tendința este de a se evita ungerea prin folosirea unor cupluri de materiale adecvate.

Timpul de răspuns al acestor elemente depinde de mărimea cursei și de masa echipajului mobil. În general, elementele cu supape au timpi de comutare mai mici de 1/100 s, iar cele cu sertar de ordinul sutimilor de secundă.

Datorită domeniului larg de presiuni de lucru, care le asigură compatibilitatea cu elementele de acționare, nivelului energetic ridicat al semnalelor și insensibilității la variațiile de presiune și temperatură, elementele logice de înaltă presiune sînt preferate celor de presiune joasă și medie. Dintre numeroasele sisteme de elemente logice de presiune înaltă cele mai reprezentative sînt produse de firmele: Crouzet, Jouvenel and Cordier, Climax, Cpoac (Franța), Festo, Herion, Kunke (R.F.G.), Lang, Martonair, Genicon (Anglia), Aro, Clippard, Numatics, Pneucon, Parker Hannifin, Double A (S.U.A.), Sempress (Olanda), Universo (Elveția).

Pentru exemplificare în fig. 3.56 se prezintă un sistem logic de înaltă presiune (Crouzet — Franța), format din cinci elemente care materializează funcțiile de bază, utilizînd principiile prezentate anterior;

- elementul DA — cu supapă dublă exterioară acționată printr-o membrană;
- elementul NU — cu supapă dublă interioară acționată printr-o membrană;
- elementul SAU — cu supapă dublă interioară liberă;
- elementul ȘI — cu supapă dublă exterioară liberă;
- elementul MEMORIE — cu sertar plan de translație.

Elementele sînt prevăzute cu indicatoare de presiune, care sînt mici supape normal închise ce pot fi acționate manual, lăsînd să iasă o mică cantitate de aer în cazul în care există presiune pe circuitul respectiv. Totodată, elementele DA, NU și MEMORIE pot fi acționate și manual. Aceste facilități permit depistarea rapidă și comodă a eventualelor elemente defecte în cazul unei funcționări anormale a circuitului logic.

Tendința de a mări numărul de elemente se explică prin două avantaje importante pe care le oferă aceste sisteme:

- pentru fiecare funcție de bază, inclusiv funcția memorie, se utilizează numai un singur element;

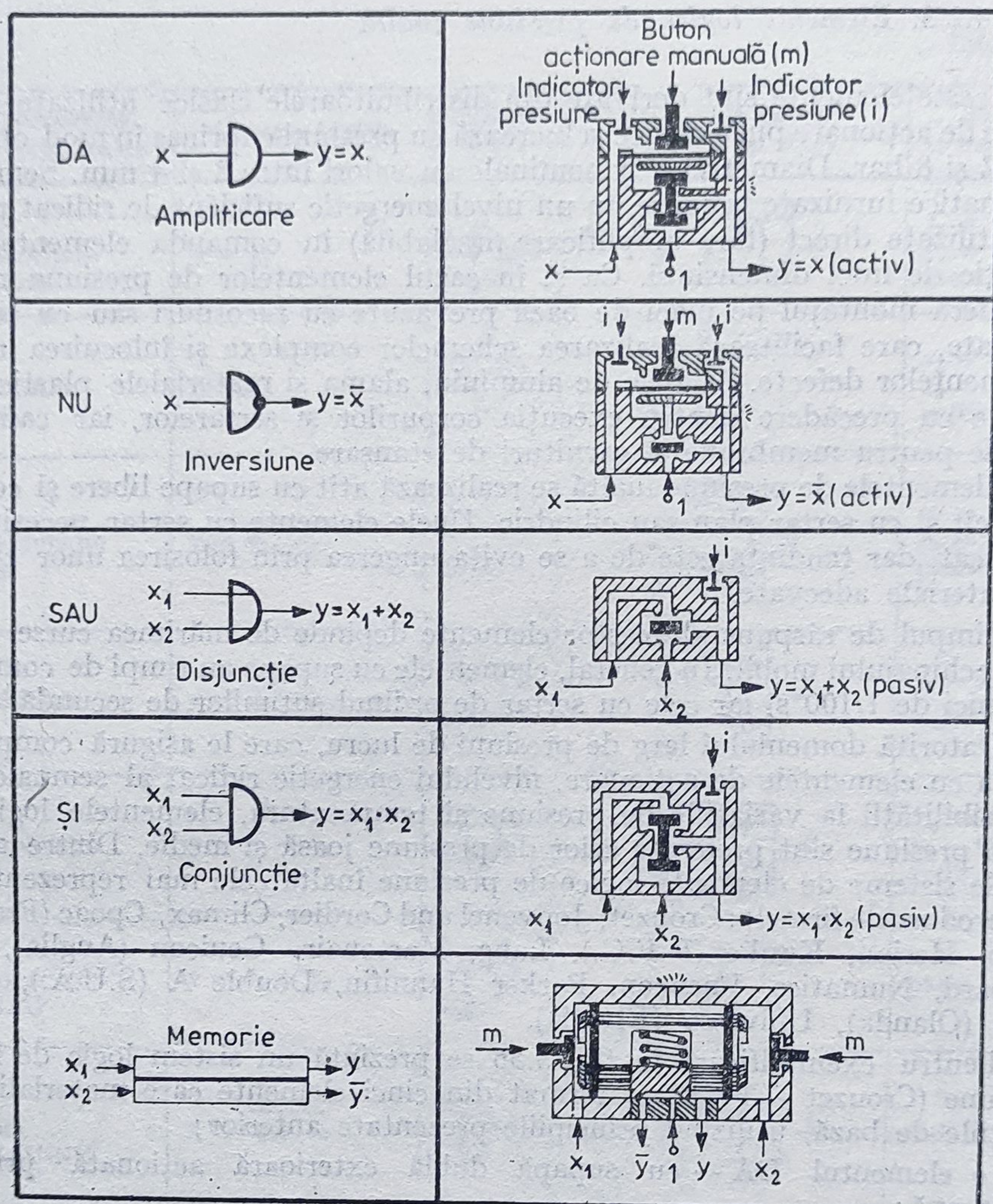


Fig. 3.56. Sistem de elemente logice de presiune înaltă cu acționare manuală și indicatoare de presiune (Crouzet-Franța).

— fiecare element se conectează într-un singur mod — în acest fel se reduce numărul tuburilor de legătură și se micșorează posibilitatea de conectare eronată.

Pornindu-se de la necesitățile economiei naționale, în țara noastră a fost dezvoltat (proiectant ICSITMFS-SHP — București, executant I. M. Bistrița) în paralel cu SEFRO, un sistem de elemente pneumatice tipizate, cuprinzând și o familie de microelemente ($D_N = 2 \text{ mm}$) care pot fi utilizate în implementarea schemelor logice.

Aceste elemente miniaturizate sînt:

- supapa de sens unic;
- supapa selectoare de circuit (SAU);

- supapa ȘI;
- supapa de evacuare rapidă;
- limitatoarele de cursă 3/2 și 5/2, normal atmosferă (NA) sau normal presiune (NP), cu acționare în ambele sensuri sau într-un singur sens;
- butoanele pneumatice 3/2 și 5/2, cu poziție preferențială sau cu memorie mecanică;
- microdistribuitoarele 3/2 și 5/2 cu poziție preferențială sau cu memorie și comenzi prin supape SAU;
- amplificatorul de presiune 3/2 sau 5/2;
- rezistența reglabilă;
- senzorii de proximitate fără contact;
- becul pneumatic și hupa pneumatică ca elemente de avertizare;

Caracteristicile tehnice comune ale acestor elemente sînt:

- presiunea nominală: $p_n = 6$ bar;
- presiunea maximă admisă: $p_{max} = 10$ bar;
- presiunea minimă de funcționare: $p_{min} = 0,5$ bar;
- diametrul nominal: $D_N = 2$ mm;
- debitul nominal: $Q_N = 0,3$ Nm³/h;
- căderea de presiune la debitul nominal: $\Delta p_{max} = 0,1$ bar.

Elementele se pot racorda în schemă în două moduri: prin ștuțuri filetate sau lipite în corp sau prin montarea pe o placă de bază, etanșarea realizîndu-se în acest caz prin inelele „0”.

Materializarea funcțiilor logice de bază și a funcției memorie cu ajutorul microdistribuitoarelor cu sertar cilindric 3/2 și 5/2 se poate face conform schemelor prezentate în fig. 3.54. Totuși, pentru funcțiile logice CONJUNCȚIE și DISJUNCȚIE este preferabil să se utilizeze supapa ȘI, respectiv supapa SAU, avînd în vedere timpul de comutare mai scurt al acestor elemente. Cele două supape menționate mai sus, în varianta de montare pe placă, sînt arătate în fig. 3.57.

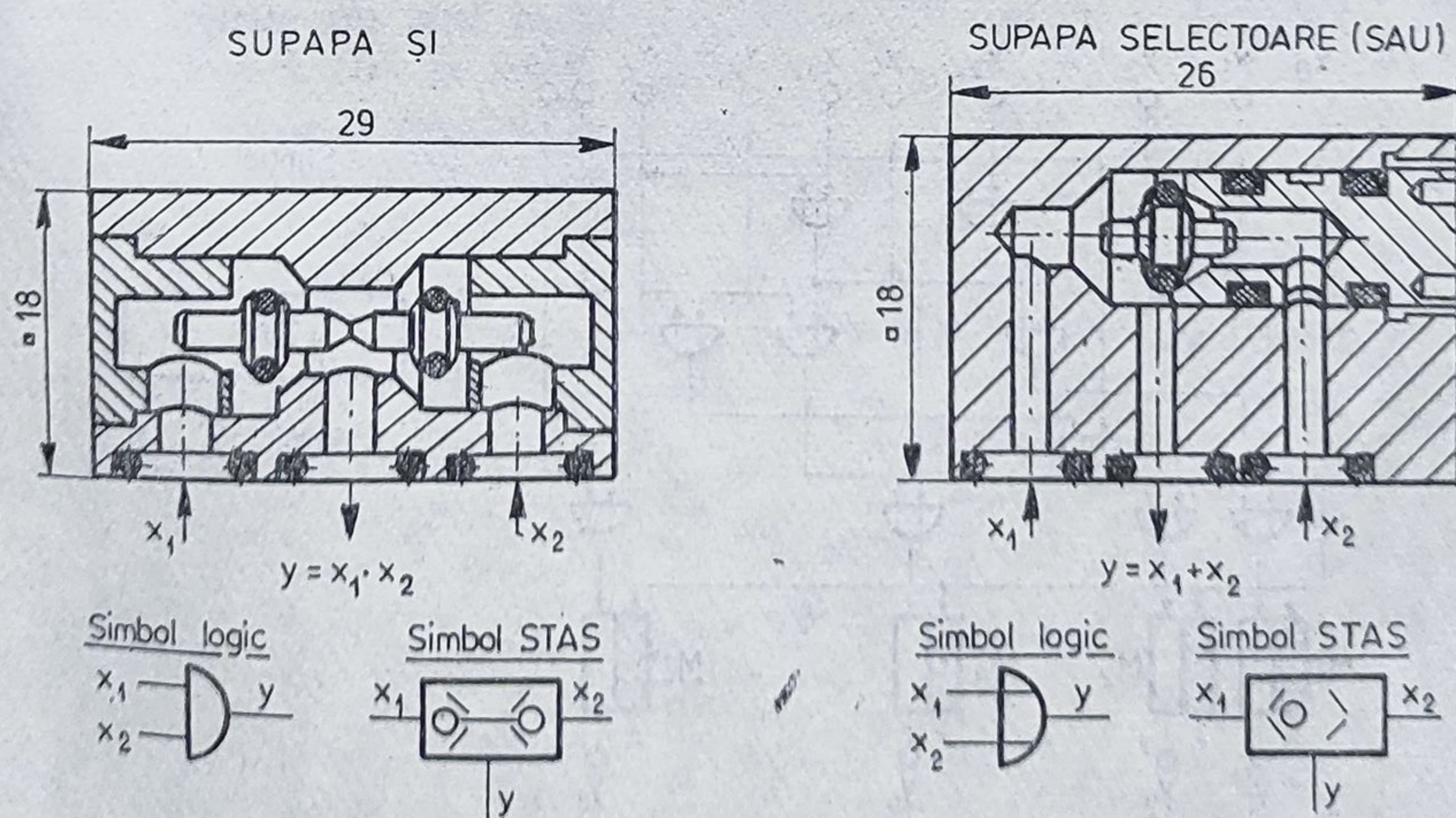


Fig. 3.57. Supapă selectoare (SAU) și supapă ȘI din familia de microelemente executate la I.M. Bistrița.

3.4.4. Blocuri logice pneumatice

Pentru realizarea unei capacități funcționale maxime, sistemele logice pneumatice au în componența lor, pe lângă elementele de bază ce materializează funcțiile logice elementare și de memorie, o serie de blocuri standard necesare în diversele etape ale procesului de prelucrare a informațiilor. Aceste blocuri îndeplinesc funcții bine determinate și se prezintă sub forma unor module (etaje) cu conexiunile interne executate în placa de bază și cu racorduri pentru conexiunile externe. Dintre blocurile logice aparținând sistemului SEFRO, cele mai des utilizate — și anume: codificatoarele, decodificatoarele, numărătoarele binare și registrele de deplasare — vor fi prezentate, pe scurt, în continuare.

3.4.4.1. Codificatoare și decodificatoare

Codificatoarele sînt blocurile logice care realizează conversia unui semnal pneumatic x_n , asociat unui număr natural $n \in N$, într-un set de semnale pneumatice, reprezentînd numărul dat în sistemul binar. Aceste blocuri se execută sub forma unor module cu elemente logice sau sub formă de matrice.

Codificatorul zecimal-binar cu elemente logice SEFRO are zece intrări x_0, \dots, x_9 și patru ieșiri, y_1, y_2, y_3, y_4 , corespunzătoare valorilor $2^0, 2^1, 2^2$ și respectiv 2^3 (fig. 3.58).

În componența unui modul intră zece ELS și patru memorii realizate cu opt ELU. Aplicîndu-se la un moment dat un singur semnal de intrare x_n se vor obține la ieșire semnale corespunzătoare numărului n în codul binar.

Deoarece semnalele de ieșire sînt memorate, pentru codificarea unui nou număr este necesar ca memoriile M_1, \dots, M_4 să fie trecute în prealabil pe starea zero (ieșirile blocate). „Ștergerea” memoriilor se realizează printr-un semnal aplicat pe intrarea x_0 , corespunzătoare numărului zero.

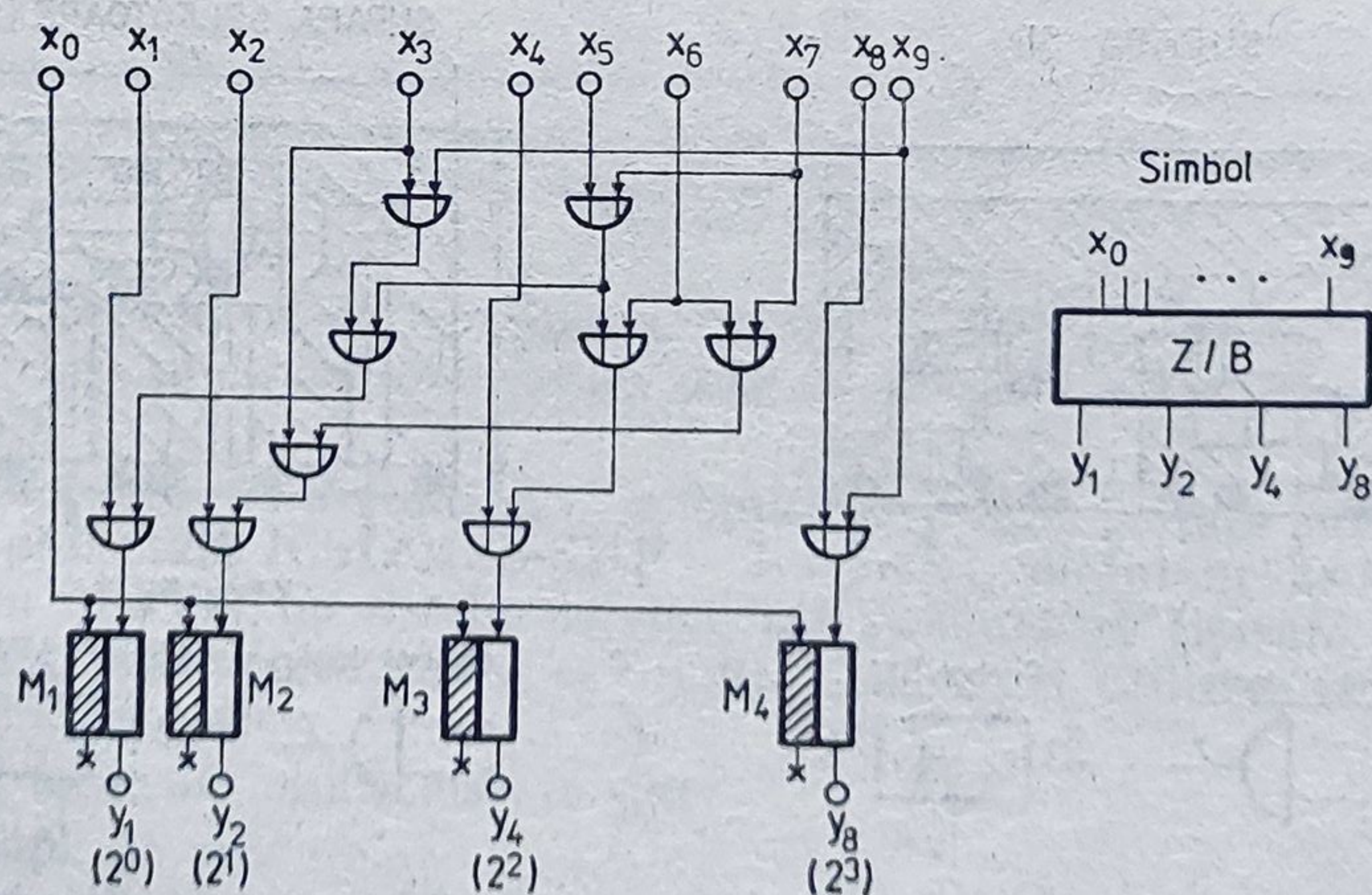


Fig. 3.58. Codificatorul zecimal-binar cu elemente logice SEFRO.

Trecerea prin zero poate fi eliminată, dacă se înlocuiesc memoriile cu elemente active IDENTITATE (fig. 3.59). În acest caz, intrarea x_0 nu mai este necesară.

De asemenea, numărul intrărilor poate fi extins pînă la 16, în cazul blocului cu patru ieșiri, și în continuare pînă la valoarea dorită prin mărirea corespunzătoare a numărului de ieșiri.

Codificatorul zecimal-binar matricial este format din două rețele perpendiculare de găuri paralele (liniile și coloanele matricii) dispuse în două plane paralele (fig. 3.59). Rolul porților SAU din schema precedentă este preluat de supapele de sens unic S_1, \dots, S_{32} , care permit trecerea numai în sensul intrare-ieșire, iar în locul memoriilor se folosesc elementele IDENTITATE I_1, \dots, I_4 . În acest fel, semnalele de ieșire se anulează automat atunci cînd semnalul de intrare dispăre.

Decodificatoarele sînt blocurile logice care realizează conversia inversă a semnalelor, respectiv din codul binar în codul zecimal. Aplicîndu-se un set de semnale de intrare (notate x_1, x_2, x_4, x_8 etc.) reprezentînd un număr în codul binar, se va obține un singur semnal de ieșire $y_n, n \in N$, corespunzător numărului respectiv. Decodificatoarele nu se pot realiza sub formă de matrice. În fig. 3.60 este prezentată logigrama decodicatorului SEFRO, avînd patru intrări x_1, x_2, x_4, x_8 și zece ieșiri y_0, y_1, \dots, y_9 . În componența blocului intră cinci ELS și 13 ELU care realizează funcțiile ȘI, NU și INHIBIȚIE. Ieșirile nu sînt memorate și atîta timp cît semnalele de intrare au valoarea logică „0” la ieșire se obține semnalul y_0 .

Ca și în cazul codicatorului, numărul de ieșiri poate fi extins pînă la 16, pentru blocul cu patru intrări.

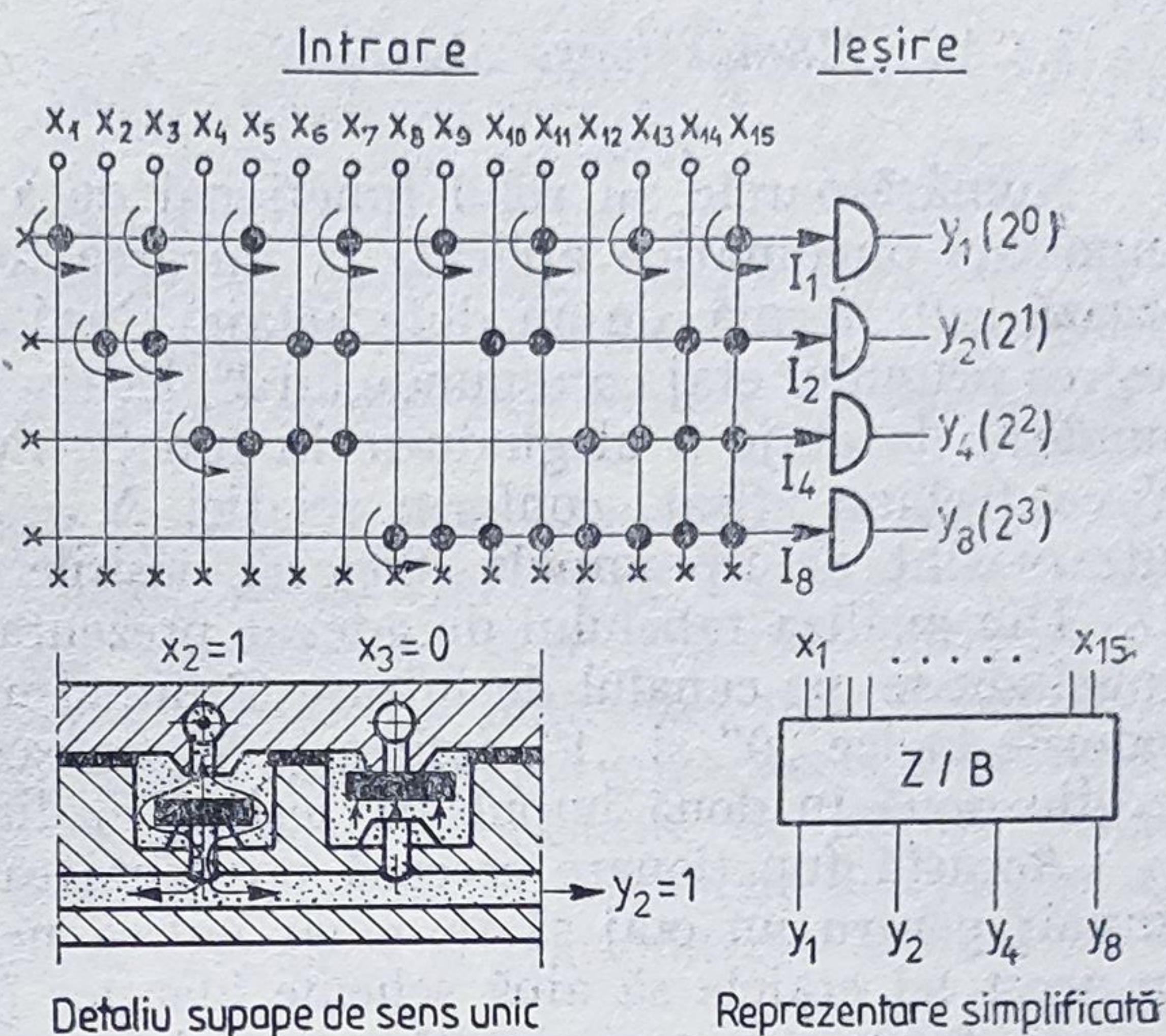


Fig. 3.59. Codificatorul zecimal-binar matricial.

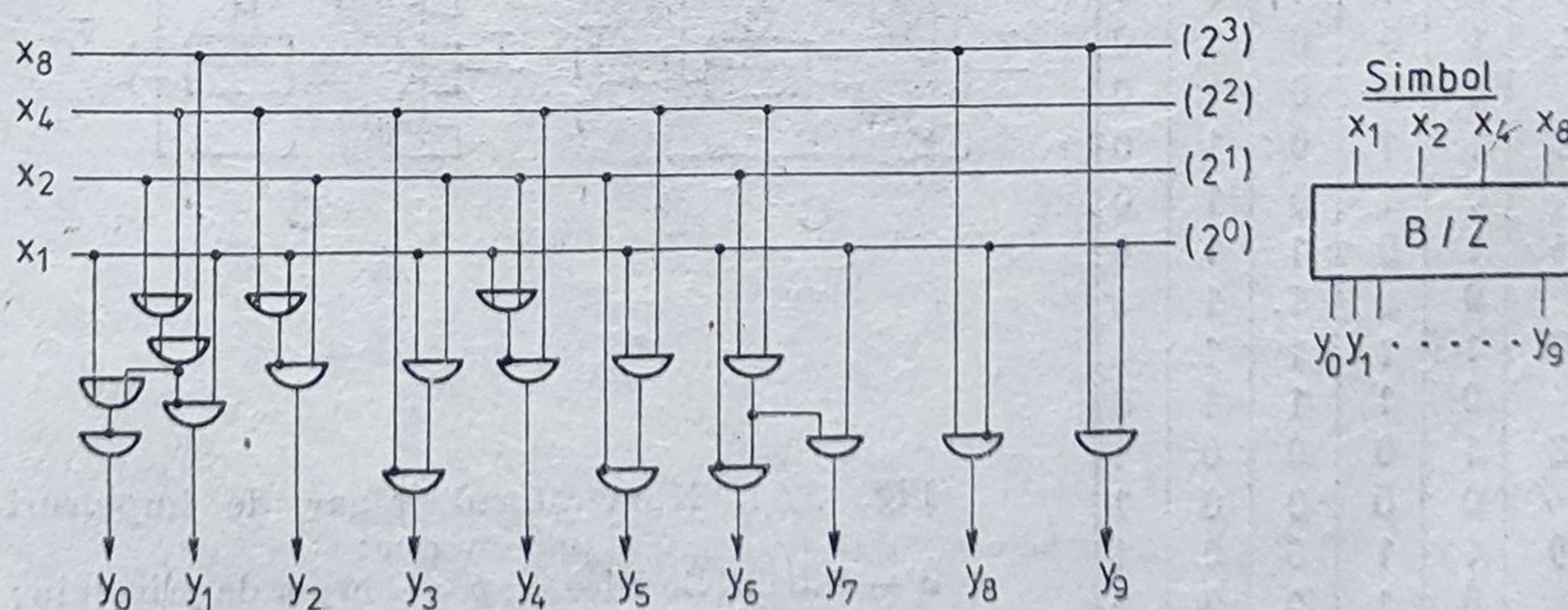


Fig. 3.60. Decodificatorul binar zecimal cu patru intrări.

3.4.4.2. Numărătoare binare

Numărătoarele au rolul funcțional de a afișa în cod binar numărul de impulsuri pneumatice aplicate la intrarea lor. Aceste blocuri logice se realizează sub formă de module (etaje), având structura internă identică. Ieșirea primului etaj corespunde lui 2^0 , ieșirea celui de-al doilea lui 2^1 , ș.a.m.d., numărul de etaje n alegându-se în funcție de numărul maxim de impulsuri N ce trebuie afișat, conform relației $N = 2^n - 1$. Deoarece semnalele de intrare sînt de tip impuls (trigger), ieșirile din numărător sînt memorate.

Din analiza tabelului de adevăr prezentat în fig. 3.61, *a* se constată că, aplicîndu-se pe canalul de intrare T impulsuri de presiune, avînd alternativ valorile logice „0” și „1”, ieșirea y_1 basculează din impuls în impuls, ieșirea y_2 din două în două impulsuri, ieșirea y_4 din patru în patru impulsuri etc.

Această funcționare creează posibilitatea ca semnalul de intrare de tip impuls pentru un etaj să fie chiar ieșirea negată \bar{y} a etajului precedent și în acest fel etajele să aibă scheme identice (fig. 3.61, *b*).

În forma cea mai simplă, un etaj de numărător are în componența sa o memorie și două porți ȘI (fig. 3.61, *c*) sau o memorie și două porți INHIBIȚIE (fig. 3.61, *d*). Aceste scheme prezintă însă dezavantajul că nu pot funcționa decît cu impulsuri avînd durată bine determinată, corespunzătoare unei singure basculări a ieșirilor; în cazul unor impulsuri cu front „1” de durată mare, schema unui etaj se completează cu două elemente (porți) SAU, prin care se realizează interblocarea intrărilor în memorie după prima basculare.

Totodată, pentru a controla starea inițială a semnalelor de ieșire, etajele numărătoarelor binare sînt prevăzute cu două comenzi externe:

- o comandă de scriere (set — S) prin care ieșirea y se trece pe starea „1”;
- o comandă de ștergere (reset — R) prin care ieșirea y se trece pe starea „0”.

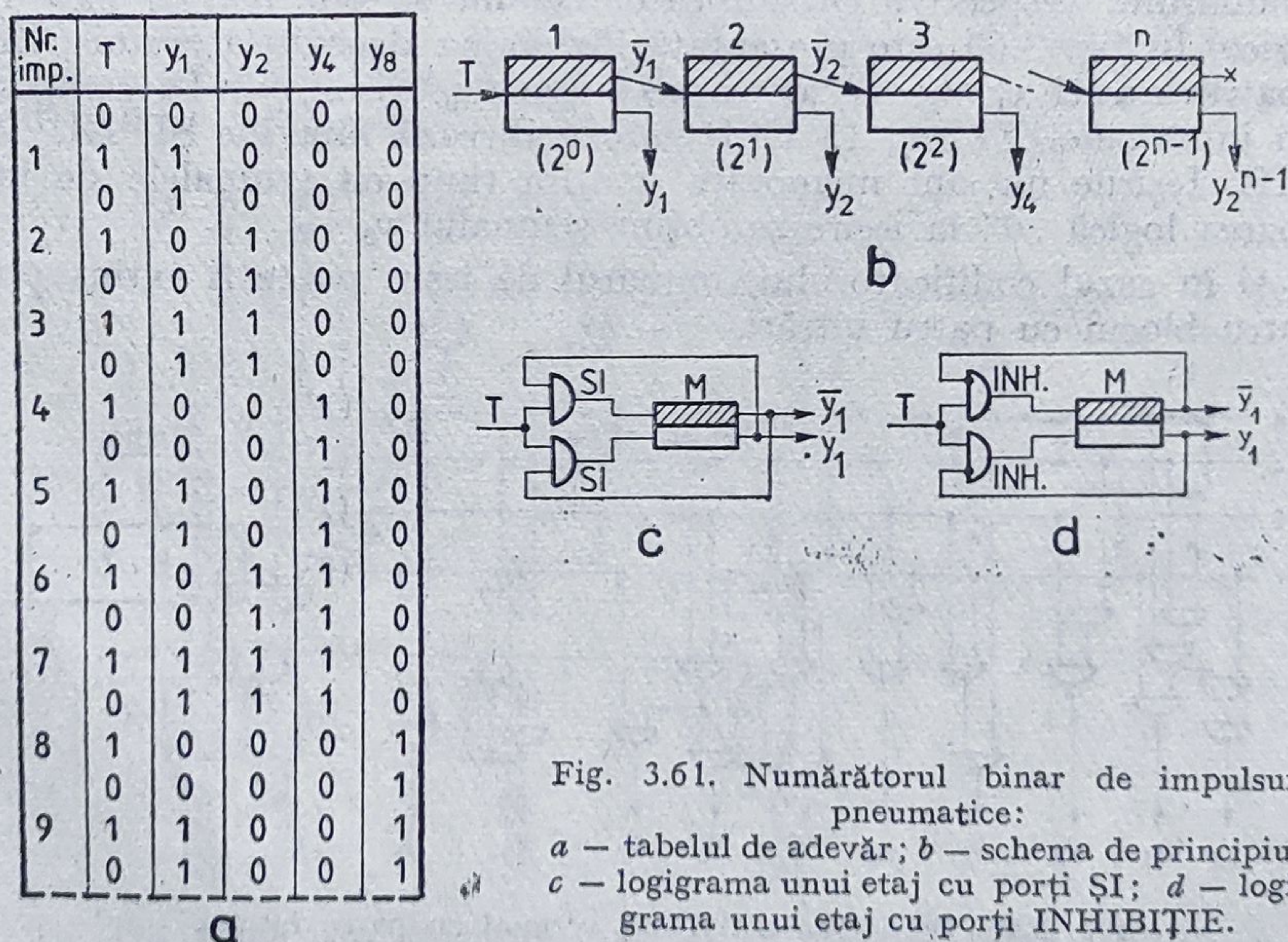


Fig. 3.61. Numărătorul binar de impulsuri pneumatice:
a — tabelul de adevăr; *b* — schema de principiu;
c — logigrama unui etaj cu porți ȘI; *d* — logigrama unui etaj cu porți INHIBIȚIE.

Aceste comenzi se introduc prin intermediul unor porți SAU și creează posibilitatea ca numărarea impulsurilor să înceapă de la o stare *prestabilită* a numărătorului. Numărătoarele prevăzute cu comenzile „set” și „reset” se numesc *cu prescriere*.

Schema logică a unui numărător cu prescriere, avînd comanda „set” (S) comună și comenzile „reset” (R) individuale pe fiecare etaj, este prezentată în fig. 3.62, *a*, iar implementarea acestei scheme cu elemente logice SEFRO în fig. 3.62, *b*.

Se observă că în componența unui etaj intră patru ELU, două pentru realizarea memoriei 7 și două pentru porțile INHIBIȚIE 3 și 4 și patru ELS pentru realizarea porților 1, 2 (de interblocare) și 5, 6 pentru introducerea comenzilor set și reset. Frecvența maximă de numărare este determinată de timpul de răspuns al numărătorului. Din schema prezentată se constată că pentru micșorarea timpului de răspuns, impulsurile de intrare pentru etajul următor nu sînt ieșirile \bar{y} ale memoriilor, ci semnalele de ștergere ale ieșirilor y . În acest fel bascularea memoriei și transmiterea semnalului la etajul următor se produc simultan.

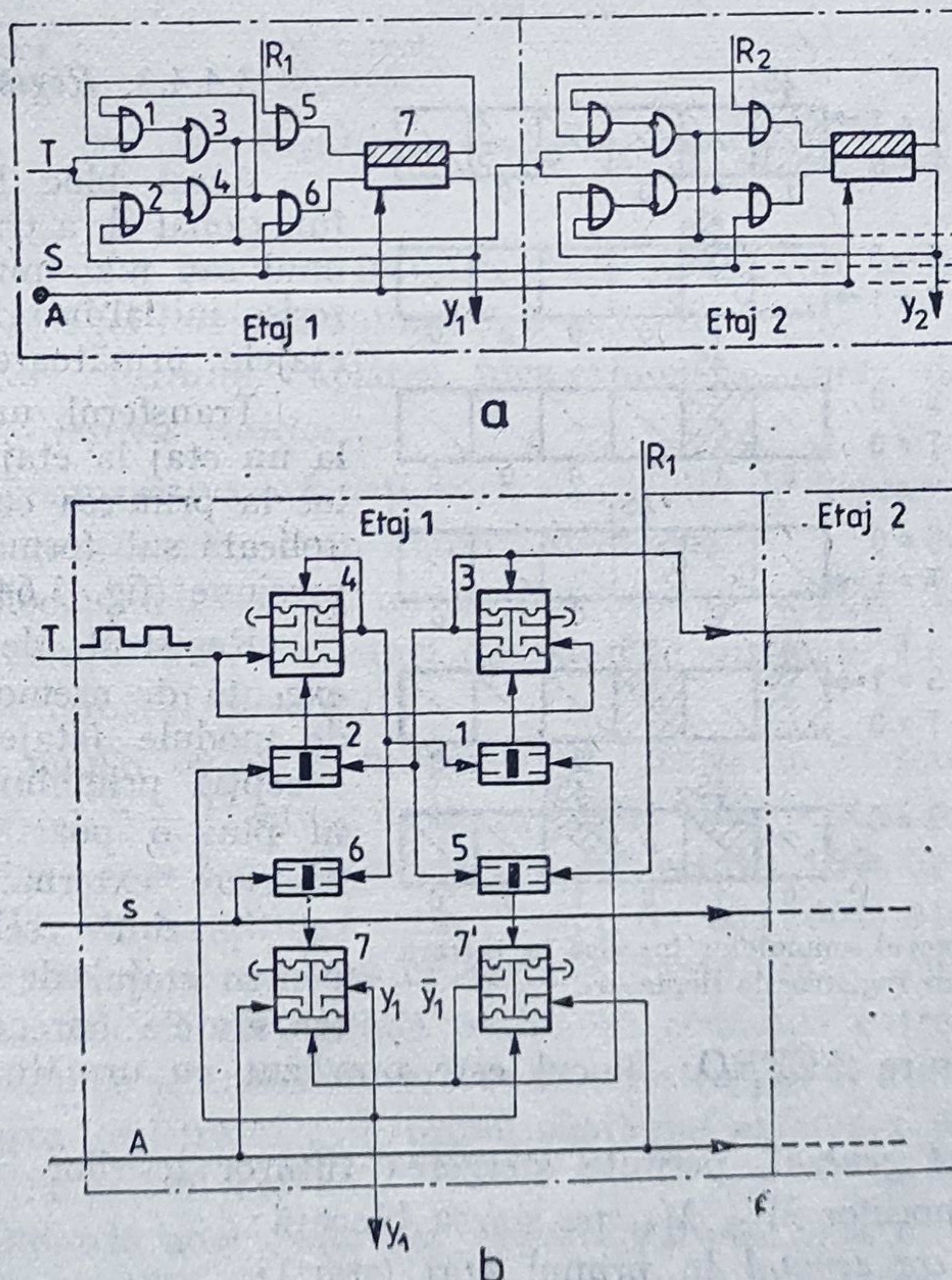


Fig. 3.62. Numărătorul binar de impulsuri peumatice, SEFRO:
a — schema logică; *b* — schema constructiv-funcțională a primului etaj.

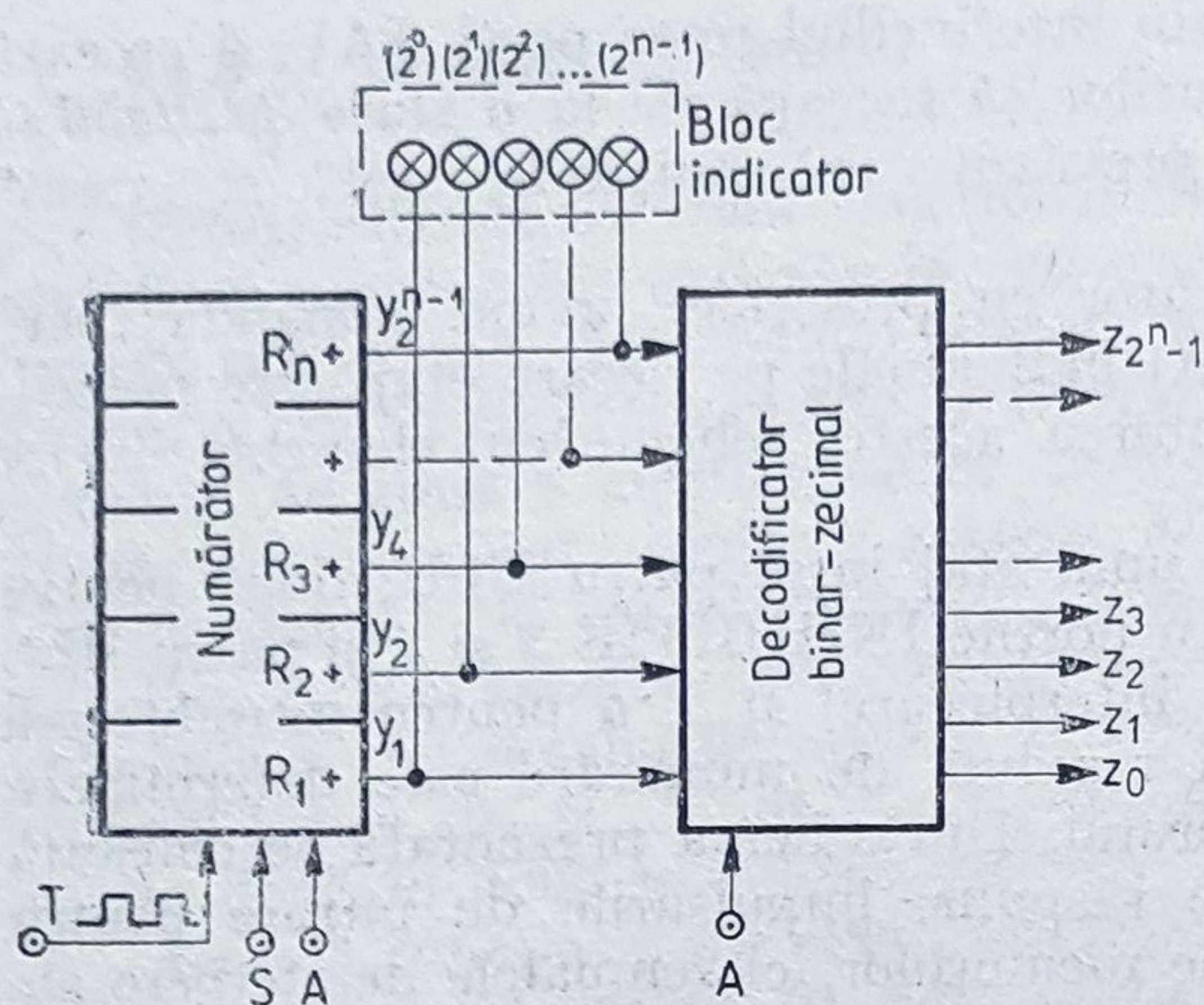


Fig. 3.63. Afișarea și decodificarea semnalelor număratorului binar.

Semnalele emise de numărator binar pot fi afișate prin intermediul unor indicatoare (becuri) pneumatice și/sau identificate (decodificate) într-un bloc logic decodificator (fig. 3.63). Numărul de semnale de ieșire z obținute astfel este egal cu numărul de seturi de semnale distincte furnizate de numărator, respectiv egal cu 2^n .

Ansamblul numărator-decodificator poate fi utilizat în sistemele de comandă secvențiale ca selector de secvență (§ 3.3.3), sau ca registru de deplasare pentru un singur semnal.

3.4.4.3. Registru de deplasare

Acest bloc logic are rolul funcțional de a transfera succesiv unul sau mai multe semnale înscrise inițial în primul etaj, către etajele următoare ale blocului.

Transferul unui semnal de la un etaj la etajul următor are loc la primirea comenzii externe aplicată sub formă de impuls de presiune (fig. 3.64).

Registrul de deplasare se execută de asemenea sub formă de module (etaje) identice, cu excepția primului etaj care are în plus o poartă SAU pentru înscrisere externă. În fig. 3.65 se prezintă schemele logice pentru etajul de intrare și pentru etajele curente ale registru-

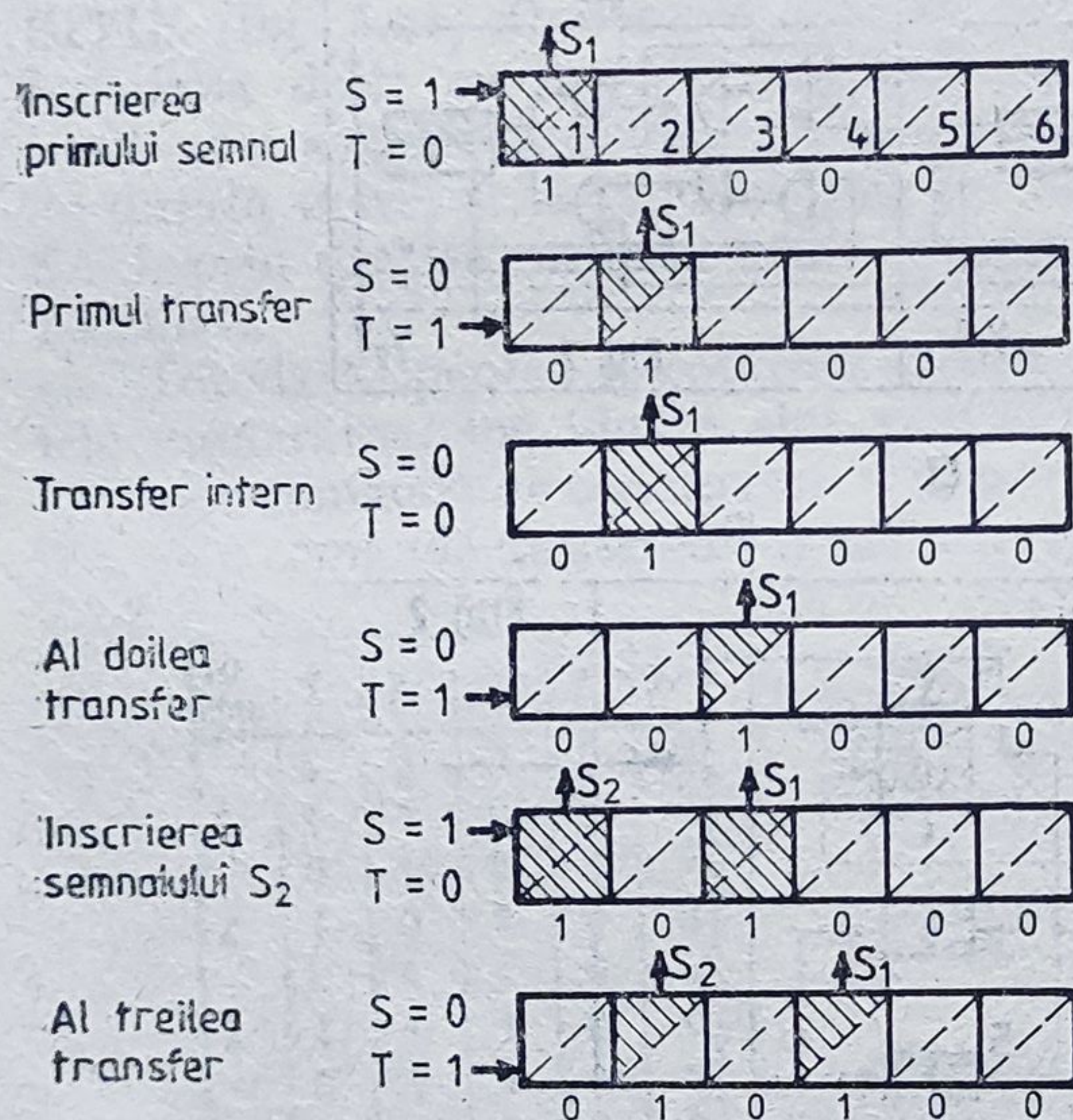


Fig. 3.64. Transferul semnalelor înscrise la intrare într-un registru de deplasare.

lui de deplasare SEFRO. Blocul este prevăzut cu următoarele conexiuni externe:

R — reset general, permite ștergerea tuturor ieșirilor (y_1, \dots, y_n) prin trecerea memoriilor M_{11}, M_{n1} pe starea blocată;

S — scriere semnal în primul etaj (start);

T — transfer, permite introducerea semnalelor de comandă trigger (impulsuri de presiune);

SEA — ștergere etaj anterior după realizarea transferului;

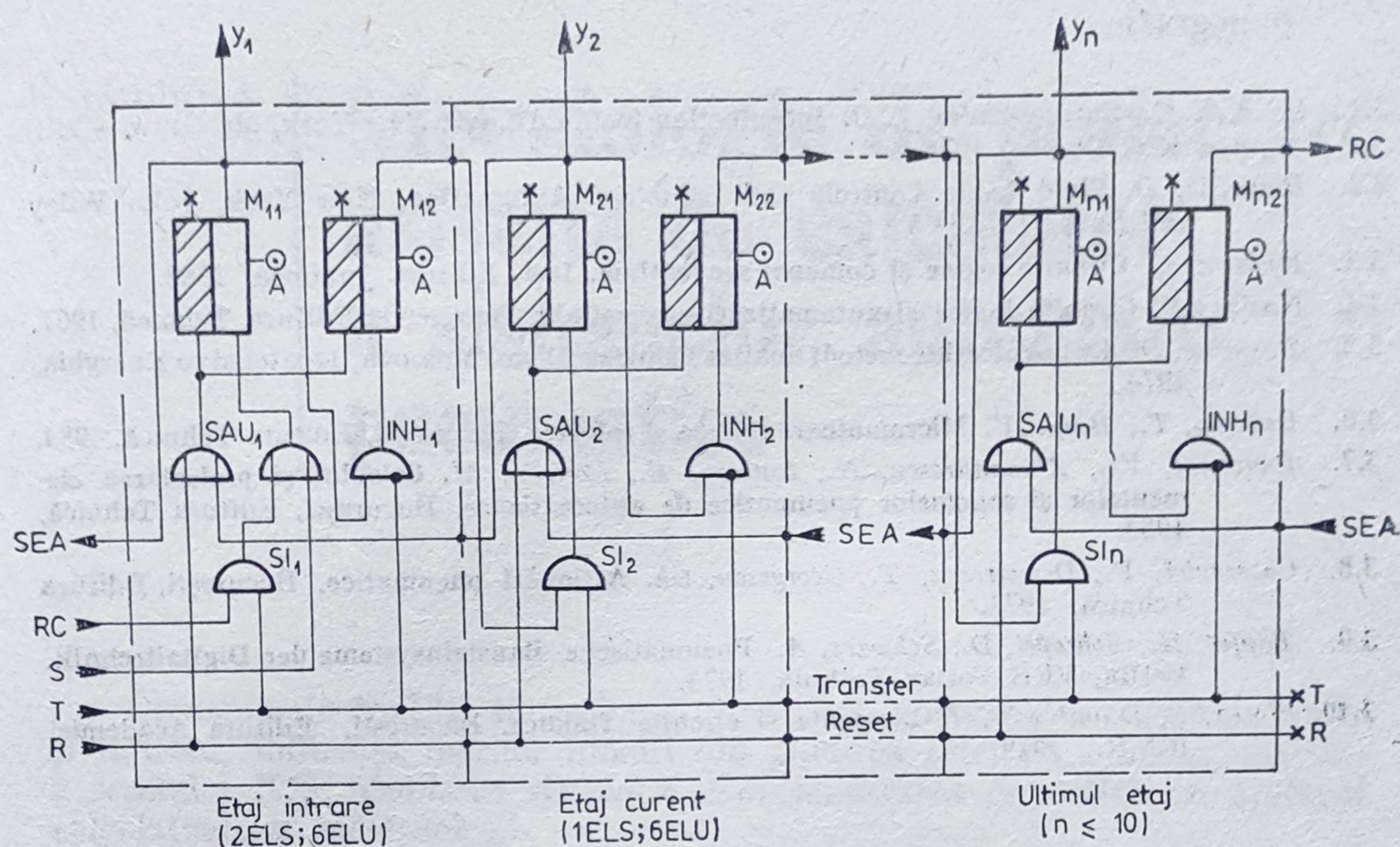


Fig. 3.65. Registrul de deplasare SEFRO.

RC — *reluare ciclu*, permite transferul semnalului de la ultimul etaj la primul și în acest fel reluarea automată a ciclului;

A — *alimentare*, permite cuplarea memoriilor la sursa de presiune;

$y_1, y_2 \dots y_n$ — *ieșirile etajelor*.

Din analiza comparativă a funcționării registrului de deplasare și numărătorului rezultă următoarele asemănări și deosebiri:

- ambele blocuri folosesc la intrare un semnal trigger (impulsuri de presiune) și furnizează la ieșire seturi de semnale distincte formate din n semne 0, 1 (n — numărul de etaje);

- la același număr de etaje, numărătorul furnizează 2^n seturi de semnale, față de numai $n + 1$ seturi în cazul registrului pentru o informație (de exemplu, pentru $n = 3$ numărătorul emite 8 seturi: 000, 001, 010, 011, 100, 101, 110, 111, iar registrul 4 seturi, respectiv 000, 001, 010, 100);

- semnalele emise de numărător trebuie decodificate, astfel încât la fiecare set de semnale să corespundă o singură comandă către elementele de execuție, în timp ce semnalele furnizate de registru pot fi utilizate direct;

- funcționarea registrului este condiționată de existența unui semnal de start, înscris la primul etaj;

- pentru comanda unor cicluri cu program variabil la ieșirea registrului sau ansamblului numărător-decodificator se cuplează o matrice de programare (§ 3.3.4), cu ajutorul căreia sînt selectate semnalele de ieșire;

- ambele blocuri permit reluarea automată a ciclurilor de funcționare.

Bibliografie

- 3.1. *Fitch, E. C., Surjaatmadja, J. B.* Introduction to Fluid Logic New York, Mc Graw — Hill Book Comp., 1978.
- 3.2. *Bouteille, D.* Fluid Logic Controls and Industrial Automation. New York, John Wiley and Sons, 1973.
- 3.3. *Huțanu, C.* Circuite logice și comenzi secvențiale. Iași, Editura Junimea, 1983.
- 3.4. *Naslin, P.* Circuite logice și automatizări secvențiale. București, Editura Tehnică, 1967.
- 3.5. *Pospelov, D. A.* Loghiceskie metodî analiza i sinteza Shem. Moscova, Izdatelistvo Energhia, 1974.
- 3.6. *Demian, T., Banu, V.* Micromotoare liniare și rotative. București, Editura Tehnică, 1984.
- 3.7. *Radcenco, Vs., Alexandrescu, N., Ionescu, E., Ionescu, M.* Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare. București, Editura Tehnică, 1985.
- 3.8. *Cosoroabă, V., Demetrescu, T., Georgescu, Gh.* Acționări pneumatice. București, Editura Tehnică, 1971.
- 3.9. *Töpfer, H., Schrepel, D., Schwarz, A.* Pneumatische Bausteinsysteme der Digitaltechnik. Berlin, VEB Verlag Technik, 1973.
- 3.10. *Florea, S. Dumitrache, I.* Elemente și circuite fluidice. București, Editura Academiei R.S.R., 1979.

Metodologie de proiectare asistată de calculator a sistemelor automate pneumatice

Domeniu de tradiție în ingineria mecanică, pneumatică a primit, târziu și reticent, influența marilor înnoiri din gândirea celei de a doua jumătăți a secolului XX: *abordarea sistemică și automatizarea proiectării* cu ajutorul calculatoarelor electronice.

Construcția echipamentelor de automatizare pneumatice s-a bazat mult timp pe soluțiile „tehnice”, constând în proiectarea empirică și realizarea de *modele experimentale*, succesiv îmbunătățite prin reproiectare. O asemenea tratare „pragmatică” se argumentează prin simplitatea constructiv-funcțională a aparaturii pneumatice, prin experiența câștigată în mai multe decenii de implementare industrială, precum și prin perfecționarea continuă a tehnologiei de fabricație [4.1].

În cealaltă extremă a opțiunilor privind proiectarea echipamentelor pneumatice se situează folosirea unor metodologii bazate pe modelarea matematică a curgerii fluidelor compresibile, tridimensională. Modelele obținute se prezintă sub forma unor sisteme de ecuații diferențiale, cu derivate parțiale, care se integrează pentru condiții la limită determinate de o geometrie particulară de curgere [4.2]. Prelucrarea lor pe calculator necesită un „consum” software greu justificabil. Totuși, în scopul stabilirii unor valori numerice pentru anumiți coeficienți globali de curgere, cum ar fi coeficienții de debit, programele pot fi rulate cu succes pentru zone limitate de curgere.

Între proiectarea intuitiv-experimentală și cea pur analitică există o cale de mijloc eficientă, care pornește de la următoarele mutații metodologice:

- *formularea sistemică* a obiectivelor proiectării optime a echipamentelor de automatizare pneumatice și elaborarea unor algoritmi dedicați de prelucrare pe calculator a modelelor scrise în reprezentare intrare-stare-ieșire;
- *descriere topologică* a circuitelor și sistemelor pneumatice necesară formării automate pe calculator a modelelor analitice;
- *includerea „informației” experimentale* în modelele ideale de curgere unidimensională a fluidului compresibil, în scopul construirii unor modele reale, de proiectare.

În lucrarea de față se propune o metodologie unitară de calcul al echipamentelor de automatizare pneumatice, menită să îmbine acuratețea modelării analitice, în regim staționar și tranzitoriu, cu facilitățile unui *sistem conversațional* de proiectare asistată de calculator.

Prin exploatarea resurselor algoritmice ale sistemului SIPASAP, utilizatorul nu mai este solicitat să deducă și să prelucreze modele neliniare complexe din pneumatică, ci numai să elaboreze o strategie de optimizare a parametrilor constructivi ai aparatului proiectat.

4.1. Particularizarea conceptului de sistem dinamic în pneumatică

Procese care se desfășoară în rețelele de curgere ale aparatelor pneumatice se încadrează în clasa fenomenelor de *transfer de masă și de energie* al unui gaz comprimat, între sursele de alimentare la presiune constantă și orificiile de evacuare în atmosferă (fig. 4.1, a).

În fiecare rețea pneumatică se pot delimita zone de curgere și de stagnare a fluidului compresibil în care au loc:

- *deplasări energetic-disipative* ale particulelor de fluid, atât în regiunile de modificare locală ale secțiunilor de trecere ale tuburilor de curent, cât și de-a lungul conductelor.

- *acumulări ale fluidului compresibil* în camere de volum fix sau variabil, ceea ce implică modificarea locală a parametrilor de stare;

- *transmiterea la distanță a variațiilor de presiune* prin linii de interconexiune;

- *conversia presiunilor în forțe* prin intermediul elementelor elastice sau mobile;

- *conversia deplasărilor corpurilor obturatoare* ale curgerii în variații de debit și de presiune.

Formularea problemelor de proiectare asistată de calculator necesită o etapă intermediară, de trecere de la structura constructivă a unui aparat pneumatic la un model matematic compatibil cu sistemul SIPASAP.

În scopul descrierii structurale a echipamentelor pneumatice de automatizare se definesc următoarele concepte:

- rețea pneumatică elementară (RPE);
- circuit pneumatic elementar (CPE);
- sistem dinamic pneumatic (SDP);
- sistem dinamic mecanic (SDM).

Definim ca *semnale pneumatice*, mărimile, purtătoare de informație, reprezentate prin presiunile din punctele caracteristice ale rețelei și prin debitele masice care străbat diferitele secțiuni ale rețelei.

Pe de altă parte, *semnalele mecanice* sînt reprezentate prin forțele dezvoltate pe elemente mobile (obturatoare, pistoane, membrane) și pozițiile acestora.

DEFINIȚIA 4.1

O rețea pneumatică elementară (RPE) este un ansamblu de componente prin care are loc curgerea forțată a unui gaz comprimat între o sursă de alimentare și unul sau mai multe orificii de refulare în atmosferă, curgere controlată prin semnale de intrare de natură mecanică.

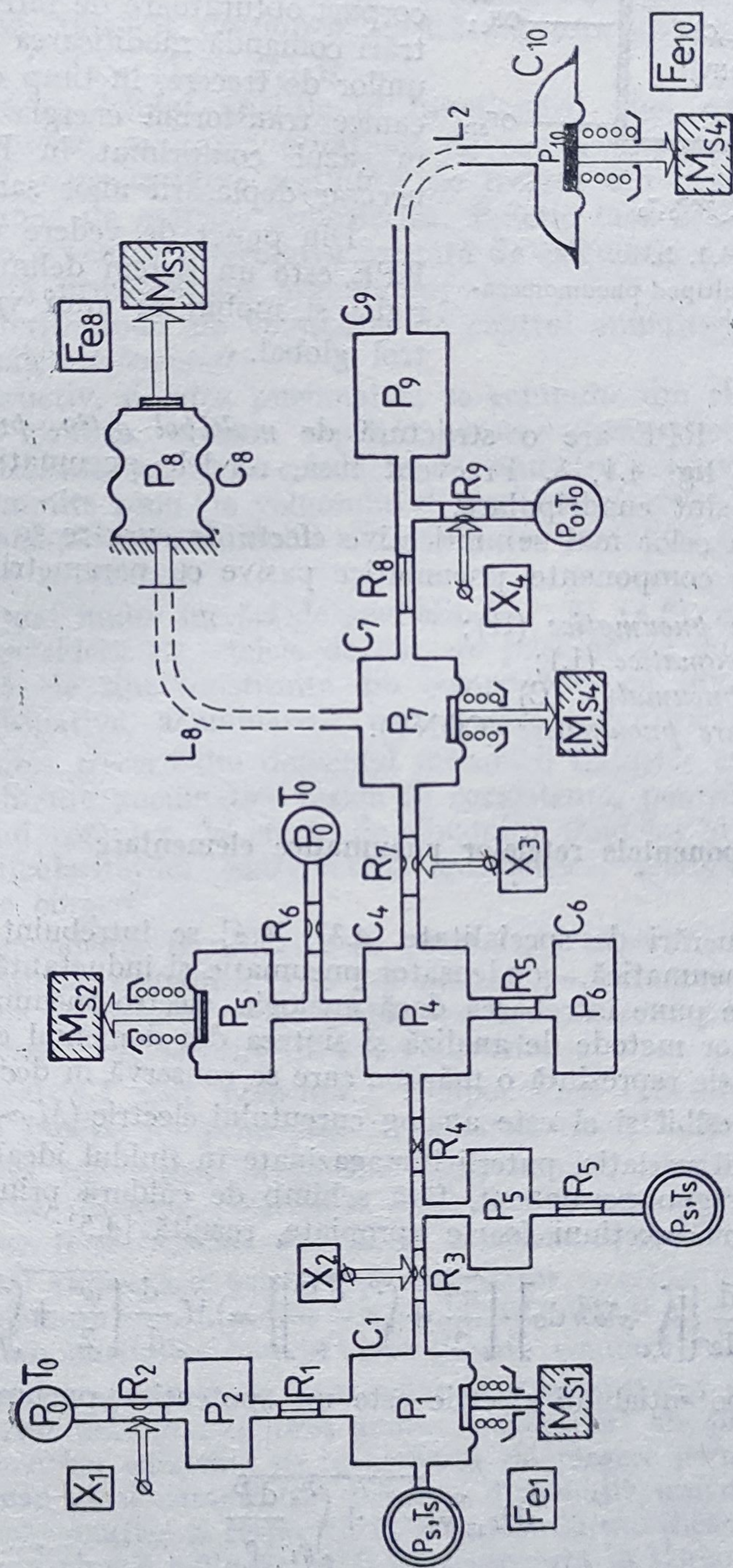


Fig. 4.1.1. Rețea pneumatică elementară:
a — structura geometrică;

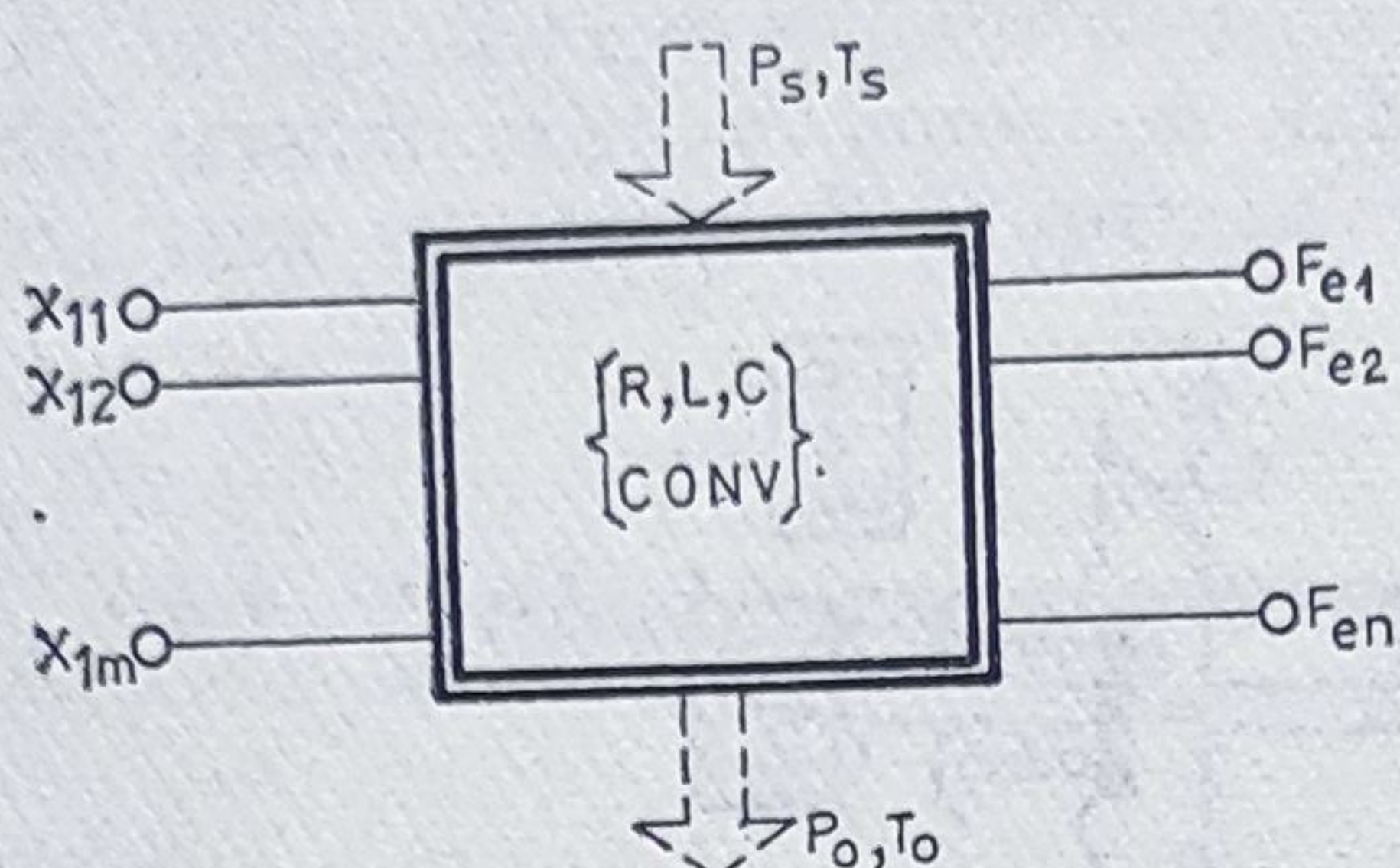


Fig. 4.1. b.

b — structura de multipod pneumomecanic.

RPE are proprietatea de modulare a forțelor dezvoltate pe elementele mobile de ieșire ca urmare a deplasării unor corpuri obturatoare de intrare. Aceste intrări comandă modificarea locală, a secțiunilor de trecere, în timp ce ieșirile mecanice transformă energia înmagazinată în gazul comprimat în lucru mecanic necesar deplasării unor sarcini inerțiale.

Din punct de vedere termodinamic, RPE este un sistem delimitat de pereții rigizi și mobili ai unui volum de control global.

În general, RPE are o structură de *multipol activ, pneumomecanic*, reprezentată în fig. 4.1, b. Frecvent însă, rețelele pneumatice-elementare în pneumatică sînt cuadripolare.

Din analiza celor mai semnificative efecte de curgere se pot identifica patru tipuri de componente pneumatice pasive cu parametri concentrați:

- rezistențe pneumatice (R);
- linii pneumatice (L);
- camere pneumatice (C);
- convertoare pneumatice (CONV).

4.1.1. Componentele rețelelor pneumatice elementare

În unele lucrări de specialitate [4.3], [4.4] se întrebuintează termeni de rezistență pneumatică, condensator pneumatic și inductanță pneumatică. În acest sens se pune întrebarea dacă analogia electro-pneumatică justifică extrapolarea unor metode de analiză și sinteză din domeniul electric?

Debitul masic reprezintă o mărime care se conservă în decursul curgerii fluidului compresibil și el este analog curentului electric ($\dot{M} \sim i$).

Din calculul variației puterii înmagazinate în fluidul ideal compresibil, care curge în regim permanent, fără schimb de căldură printr-un tub de curent între două secțiuni foarte apropiate, rezultă [4.5]:

$$\frac{d\mathcal{P}_M}{dt} = \frac{d}{dx} \left\{ \left[\int_A \rho \vec{w} \vec{h} d\sigma \right] \cdot \left[\frac{\overline{w^2}}{2} + \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} \right] \right\} = \dot{M} \frac{d}{dx} \left[\frac{\overline{w^2}}{2} + \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} \right]$$

Analogul potențialului electric este un „potențial pneumatic” a cărei expresie este:

$$\mathcal{V}_{P_{12}} = \frac{\overline{w^2}}{2} + \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho}$$

Mărimea definită pe baza ecuației de conservare a energiei este imposibil de utilizat în analiza circuitelor pneumatice, deoarece ea nu este indepen-

dentă de debitul masic ($\dot{M} = \overline{\rho w} A$), necesită o operație dificilă de mediere pe secțiune, depinde de natura transformării de stare $\left(\int_1^2 dP/\rho \right)$ și, mai ales, nu există un aparat de „măsură” adecvat.

În consecință „analogia” electropneumatică nu reprezintă o metodă de analiză corectă, întrucât presiunea statică nu este analoagă potențialului electric ($V_1 - V_2$) $i \sim (P_1 - P_2) \dot{M}$.

Deducerea modelului analitic al funcționării unei rețele pneumatice presupune, teoretic, aplicarea ecuațiilor de conservare pentru volumul de control global, cuprins între secțiunea de trecere din zona de alimentare pînă la secțiunile de eșapare atmosferică. Practic însă această metodologie nu este eficientă pentru proiectarea asistată de calculator a sistemelor pneumatice datorită următoarelor argumente:

(1) în diferite zone ale volumului de control anumite ipoteze simplificatoare se aplică *diferențiat*;

(2) constructiv, o rețea pneumatică se compune din elemente *distincte* (restricții tip orificiu, ajutaje, capilare, camere pneumatice, elemente elastice etc.), interconectate prin conducte de diametru relativ mare;

(3) în anumite zone ale volumului de control, efectele de disipare energetică și de acumulare a fluidului *sînt neglijabile* în raport cu aceleași efecte din alte zone învecinate.

În cele mai multe lucrări de specialitate [4.5], [4.6], ca și în prezenta lucrare, se consideră că rețelele de curgere pneumatice au *parametrii concentrați* și că ele sînt constituite din componente cu funcționalitate bine precizată (disipative, acumulative, convertoare), identificabile constructiv.

Dificultatea trecerii din domeniul mecanicii fluidelor compresibile la o analiză de circuite pneumatice rezidă în coexistența, pentru fiecare componentă, a unui complex de efecte de dinamica fluidelor și termodinamică, specific particularităților constructive (geometrice, tehnologice) ale zonei respective de curgere.

În corespondență nemijlocită cu rezultatele experimentale, cele patru tipuri de elemente componente se vor modela pe baza procesului predominant. Efectele secundare vor fi global considerate *prin ponderea modelelor ideale prin coeficienți identificați experimental*.

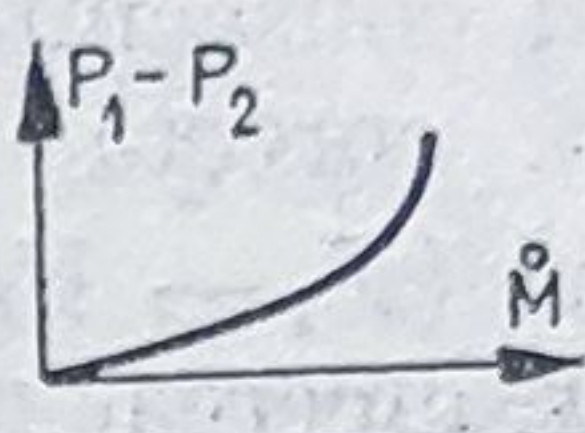
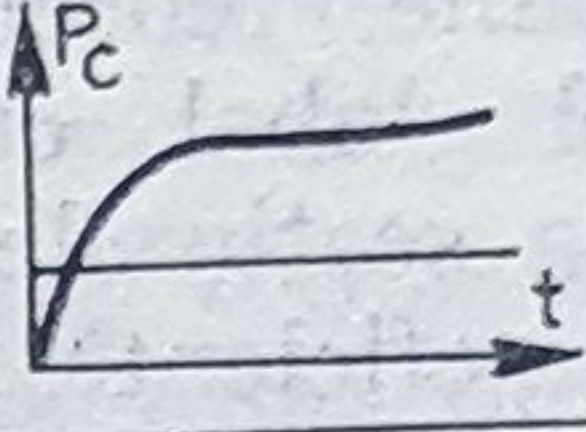
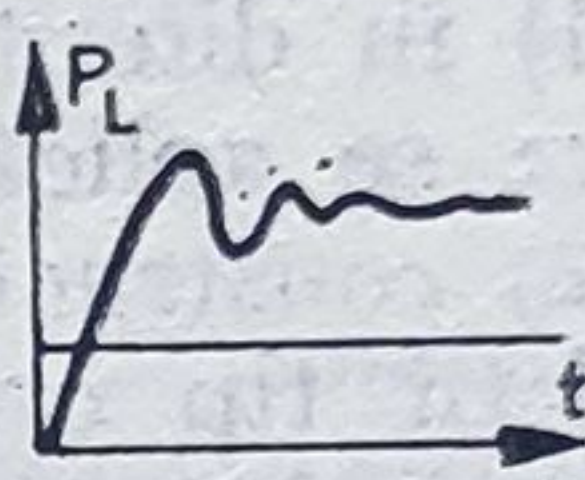
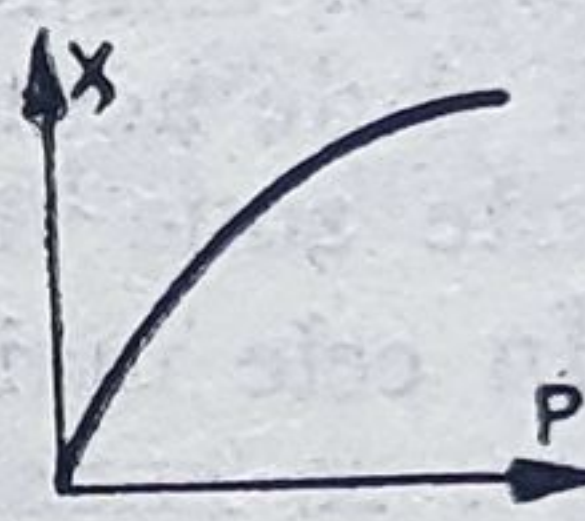
În tabelul 4.1 sînt prezentate componentele circuitelor pneumatice împreună cu funcția lor principală și valoarea asociată de circuit.

Includerea convertoarelor printre componentele circuitelor pneumatice este justificată, deoarece *finalitatea oricărui dispozitiv pneumatic constă în generarea unor forțe capabile să asigure poziționarea unor sarcini mecanice*.

În scopul proiectării asistate de calculator a echipamentelor de automatizare pneumatice cu ajutorul sistemului SIPASAP se va efectua o diferențiere a componentelor mai sus menționate conform tabelului 4.2.

Regimurile staționare ale aparatelor și dispozitivelor de automatizare pneumatice sînt determinate prin analiza „căderilor” de presiune pe rezistențele pneumatice, existente pe tronsoanele de curgere permanentă. Fiecare regim staționar va fi caracterizat printr-o distribuție univocă a presiunilor în camerele pneumatice și respectiv în punctele de ramificare ale circuitului. Analiza acestui circuit nelinear va fi implementată în sistemul de proiectare

Tabelul 4.1

Denumirea componentei	Funcția de circuit	Valoarea asociată	Correspondent electric de circuit	Caracteristică
Rezistență pneumatică	disipare energetică	rezistență R	rezistență nelineară	
Cameră pneumatică	acumulare energetică	capacitate de acumulare C	condensator nelinear montat cu un terminal la masă	
Linie pneumatică	transmisie semnale	pulsații naturale ω_i ; ($i = 1, 2 \dots$) coeficienți amortizare ζ_i ($i = 1, 2 \dots$)	linie lungă (RLC)	
Convertor pneumomecanic	transformare energetică P/M, M/P	impedanța mecanică în jurul punctului mediu de lucru ($Z_M(s)$)	transformator nelinear	

asistată de calculatoare pentru obținerea caracteristicii nelineare $P = [P_1 \dots P_n] = f(X_1)$, cât și pentru obținerea caracteristicilor liniarizate în jurul punctelor medii de funcționare \bar{P} .

Trecerea de la o distribuție de presiune la alta se realizează în decursul regimurilor tranzitorii, care depind de comportarea în timp a camerelor pneumatice și liniilor pneumatice.

În final convertorii P/M vor furniza mărimile de ieșire (forțele) sistemului pneumatic, iar convertorii M/P vor controla debitele prin rezistențele variabile.

DEFINIȚIA 4.2

Rezistența pneumatică este elementul nelinear, cu parametrii concentrați de circuit, echivalent unei zone de curgere în al cărui volum de control se desfășoară un fenomen energetic-disipativ, ca urmare a modificării locale a secțiunii de curgere. Efectele disipative sînt măsurabile prin căderea de presiune înregistrată între secțiunea de intrare și respectiv de ieșire, conform unui model analitic de forma:

$$P_1 - P_2 = f_R(\dot{M}_{12}, T_1, P_1, P_2, A_{12}). \quad (4.1)$$

unde: \dot{M}_{12} este debitul masic care străbate rezistența;

P_1, T_1 — sînt condițiile de presiune și temperatură la intrarea rezistențelor;

A_{12} — aria secțiunii minime geometrice.

Tabelul 4.2

Nr. crt. Denumirea	Fenomeu principal (model ideal)	Efect principal	Efecte secundare (model real)	Efecte de circuit	Model matematic
1. REZISTENȚĂ 1.1. (locală) turbulentă	curgerea izentropică printr-o zonă de modificare locală a secțiunii de curgere	formarea tubului de curent convergent-divergent	turbulențe locale la intrare și ieșire; frecări vâscoase; detenta la ieșire; vena contracta	scăderea presiunii la ieșirea din rezistență	$P_1 - P_2 = f_R(\dot{M}_{12}, T_1, P_1, A_{12})$
1.2. (distribuită) laminară	curgere laminară printr-o zonă de intensificare a frecării vâscoase	formarea spectrului de curgere stabilită a curgerii laminare a unui fluid real newtonian	mişcări secundare la intrarea și ieșirea din zona laminară; procese de stabilizare a curgerii; procese de transfer de căldură	idem	Idem
2. CAMERĂ 2.1. intermediară	acumularea energiei și masei prin dezechilibrul debitelor ($\dot{M}_i - \dot{M}_e \neq 0$)	formarea unei zone de stagnare	— mișcări secundare rotaționale — detentă — transfer termic	întârziere de ordinul I la stabilizarea presiunii de stagnare	$\frac{dP_e}{dt} = f_c(\dot{M}_e - \dot{M}_i, M_e, T_e, P_e)$
2.2. terminală	acumulare energie și masei prin dezechilibru $\dot{M} \neq 0$	formarea unei zone de stagnare	idem	idem	idem
3. LINIE 3.1. de transmisie	transmiterea la distanță a semnalelor de presiune numai în regim tranzitoriu	variația presiunii la capătul liniei în volumul receptor	— procese de schimb termic — procese nestaționare de curgere	întârziere de ordinul II la stabilizarea presiunii la capătul liniei	$\frac{p_L(s)}{p_I(s)} = \frac{1}{\pi(1 + 2\zeta\omega_p s + \omega_n^2 s^2)}$
3.2. de alimentare	circulația fluidului pe un tronson al rețelei	variația presiunii la terminalul de ieșire din lucru	— idem + — efecte secundare de curgere	idem	idem
4. CONVERTOR 4.1. pneumomecanic	conversia energiei înmagazinate în fluidul comprimat în energiei mecanice	dezvoltarea forței de ieșire	— procese de acumulare în volumul receptorului — procese termice	conversie P/M	$Z_M X_e = P_e S_e - F \Sigma$
4.2. mecanopneumatic	conversia energiei mecanice în energie pneumatică	variația debitului printr-o secțiune de trecere controlată mecanic	— frecări mecanice — debit de scăpări — forțe aerodinamice	conversie P/M	$\dot{M} = f_M(A(x))$

Modelul ideal este ponderat prin coeficientul de debit α_{12} , care depinde de raportul presiunilor la intrare și la ieșirea rezistenței, precum și de valoarea ariei A_{12} :

$$\alpha_{12} = \alpha_{12}(P_2/P_1, A_{12}) \quad (4.2)$$

Rezistențele pneumatice sînt de două categorii, fixe și variabile, situație în care aria de trecere depinde de valoarea intrării mecanice

$$A_{12} = A_{12}(X_1)$$

Rezistența pneumatică neliniară este caracterizată prin cele două valori:
— rezistența „dinamică”

$$\mathcal{R}^* = \left. \frac{d(P_1 - P_2)}{d\dot{M}} \right|_0 = \operatorname{tg} \beta \quad (4.3)$$

— rezistența „statică” a punctului de funcționare

$$\mathcal{R}_{static} = \frac{(P_1 - P_2)|_0}{(\dot{M})|_0} = \operatorname{tg} \gamma$$

DEFINIȚIA 4.3

Camera pneumatică este elementul neliniar de circuit, cu parametrii concentrați, echivalent unei zone de stagnare, în al cărui volum de control se desfășoară un fenomen de acumulare a fluidului compresibil.

Efectul de acumulare este observabil prin procesul de variație al presiunii din interiorul camerei, proces care se desfășoară în regim tranzitoriu conform unui model de forma:

$$\frac{dP_c}{dt} = f_c(P_c, T_c, M_c, (\dot{M}_e - \dot{M}_i, n) \quad (4.4)$$

unde: P_c este presiunea din interiorul camerei;
 T_c — temperatura fluidului din cameră;
 M_c — masa fluidului acumulat în cameră;
 $(\dot{M}_e - \dot{M}_i)$ — debitul masic net care produce acumularea;
 V — volumul camerei (fix sau variabil);
 n — coeficientul politropic al transformării de stare.

Modelul ideal este ponderat prin valorile identificate experimental ale coeficientului politropic. În cazul general, n depinde de punctul mediu de funcționare și de timp:

$$n = n(P_c, t) \quad (4.5)$$

Pe de altă parte camerele pot avea volume variabile, astfel încît $V = V(P_c)$.

Pentru camerele intermediare cu funcție de acumulare este posibilă explicitarea analitică a unei mărimi denumite *capacitate* (de acumulare) a camerei, folosind modelul liniarizat în jurul punctului mediu de funcționare. Expresia capacității camerei pneumatice este de forma:

$$c = \left. \frac{dM_c}{dP_c} \right|_0 \quad (4.5)$$

Încărcarea camerelor intermediare se face teoretic în timp infinit, în timp ce încărcarea camerelor terminale are loc în timp finit.

Modelele (4.4) pentru încărcarea/descărcarea camerelor intermediare pot fi liniarizate în jurul punctului mediu de funcționare, în timp ce modelele camerelor terminale sînt intrinsec neliniare.

DEFINIȚIA 4.4.

Linia pneumatică este elementul liniar de circuit, cu parametrii concentrați, echivalent unei zone de stagnare, în al cărui volum de control se desfășoară un fenomen de acumulare avînd ca finalitate transmiterea la distanță a semnalelor de presiune.

Efectul de transmitere a semnalelor pneumatice este observabil prin procesul de variație a presiunii la capătul liniei, în camera receptorului. Modul liniar al liniei pneumatice are forma:

$$P_{LR}(s) = \frac{1}{\prod_k (1 + 2\xi_k w_k s + w_k^2 s^2)} P_{LI}(s) \quad (4.6)$$

unde: P_{LI} : reprezintă variația presiunii la capătul liniei, în camera receptorului

P_{LI} : — reprezintă variația presiunii la intrarea liniei

ξ_k — coeficienții de amortizare care depind de parametrii constructivi (lungimea liniei, diametrul liniei, viteza adiabatică a sunetului, factorul frecărilor vîscoase);

w_k — pulsațiile naturale funcției de aceeași parametrii k constructivi și funcționali

k — numărul factorilor oscilatorii-subamortizați prin care se echivalează dinamica liniei.

Pentru o bandă de frecvență impusă, parametrul k constituie un parametru al modelului real ales pentru a obține cea mai bună aproximație a comportării în frecvență a liniei respective.

DEFINIȚIA 4.5.

Convertor P/M este componentul pneumomecanic de circuit, care conține, constructiv, un element elastic sau mobil, prin care circuitul pneumatic execută un lucru mecanic util asupra sarcinii mecanice cuplate la ieșirea respectivă.

Modelul matematic care descrie conversia mărimilor pneumatice (P_e) în mărimi mecanice are forma:

$$F_e = P_e(s) S_e = Z_M(s) X_e(s) + F_\Sigma \quad (4.7)$$

unde: P_e : este presiunea din camera convertorului (al cărui volum se consideră neglijabil);

S_e — este suprafața efectivă a elementului clasic sau mobil;

X_e — este deplasarea elementului elastic (mobil) al convertorului;

Z_M — este impedanța mecanică a sarcinii cuplate la axul convertorului;

F_Σ — este suma tuturor forțelor de sarcină și frecare care se opun deplasării axului convertorului.

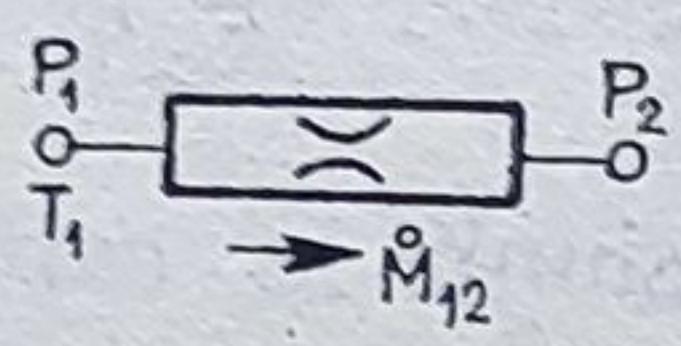
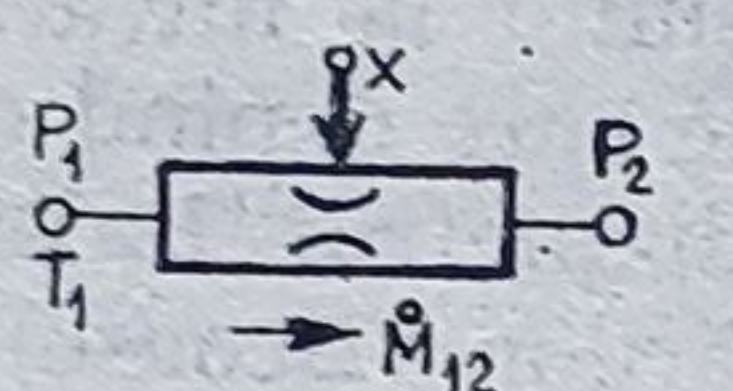
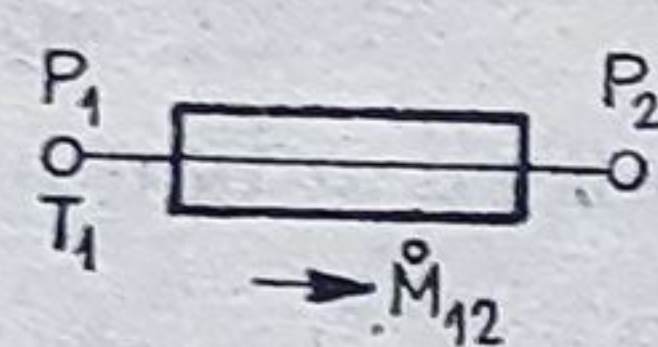
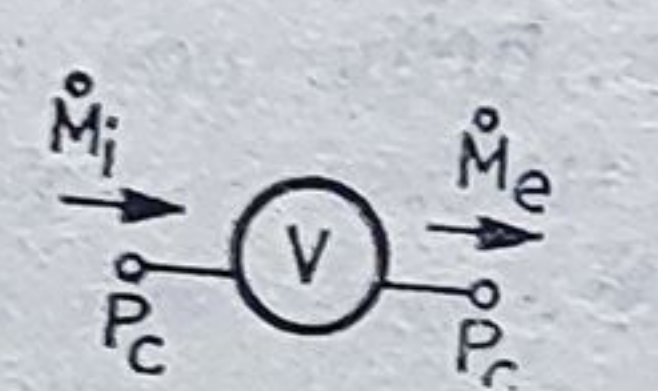
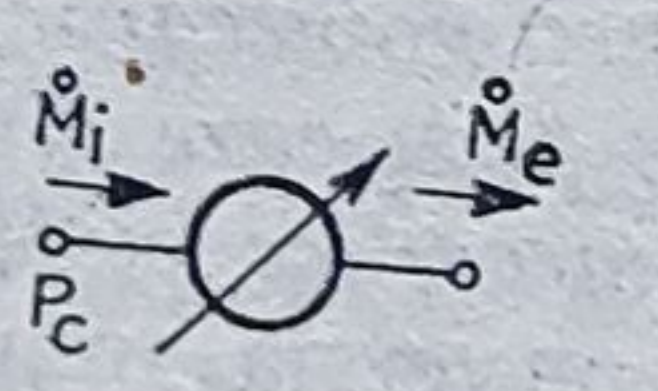
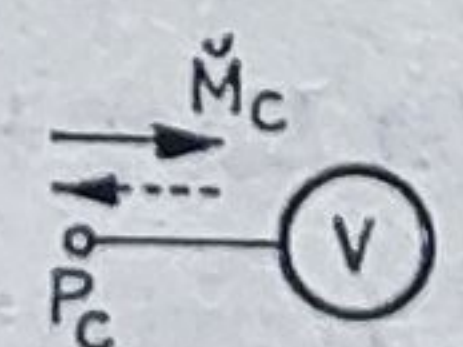
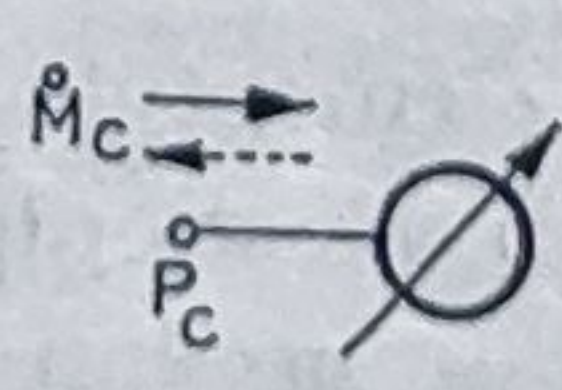

Prin definiție impedanța mecanică include efectele inerțiale (M), de frecare viscoasă (B_v) și elastice (K_R):

$$Z_M(s) = M_s + B_v s + K_R \quad (4.8)$$


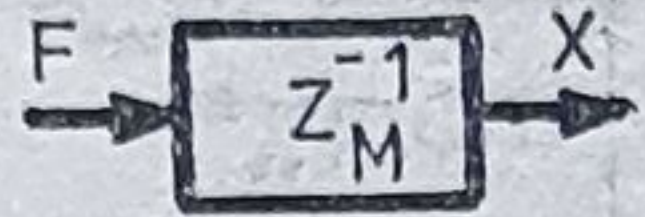
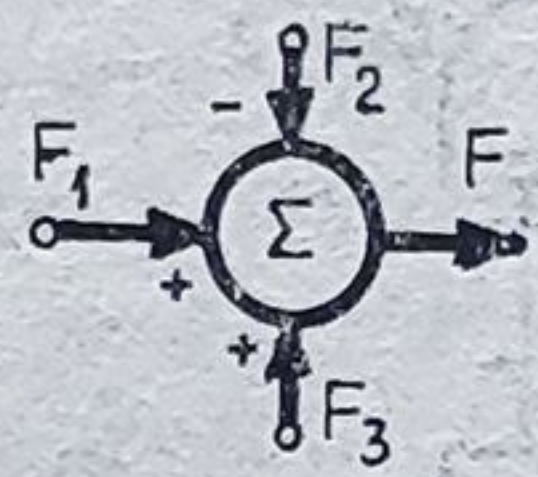




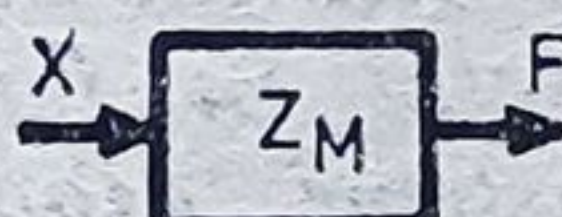
Modelul (4.7) este validat în jurul unui punct mediu de funcționare deoarece, în general, caracteristicile elementului elastic sînt neliniare.

În tabelul 4.3 se prezintă simbolurile grafice care vor fi utilizate în cuprinsul lucrării pentru componentele circuitelor pneumatice.

Tabelul 4.3

Tipul componentei	Simbol	Parametrii constructivi	Parametrii funcționali
Rezistență turbulentă fixă		$D_{12}, \left(A_{12} = \frac{\pi}{4} D_{12}^2 \right)$	$(P_1, T_1, P_2); \alpha_{12}$
Rezistență turbulentă variabilă		$D_{12};$ $A_{12} = f(D_{12}, X_{12})$	$(P_1, T_1, P_2); \alpha_{12}$
Rezistență liniară fixă		(L_1, E_1, D_0)	$(P_1, T_1, P_2); \alpha_{12}$
Cameră intermediară fixă		V, n	(P_c, T_c, M_c)
Cameră intermediară variabilă		V, n S_{ef}, K_R	(P_c, T_c, M_c)
Cameră terminală fixă		V, n	(P_c, T_c, M_c)
Cameră terminală variabilă		V, n S_{ef}, K_R	(P_c, T_c, M_c)
Linie pneumatică		L, D, K K nr. de întârzieri	(P_1, T_1, P_2)

Tabelul 4.3 (continuare)

Tipul componentei	Simbol	Parametrii constructivi	Parametrii funcționali
Convertor P/M (ideal fără dinamică)		S_{ef}, K_R	(P_e, F_e)
Adaptor de impedanță mecanică		K_{ef}, B_v, M	(F_e, X_e)
Sumator mecanic (forțe, momente)		(L_1, L_2, \dots)	(F_1, F_2, F_3, \dots)
Interconexiune pneumatică		—	—
Interconexiune mecanică		—	—
Sursă de presiune ideală		—	P_s, T_s
Orificiu de eșapare		—	P_0, T_0
Adaptor de impedanță mecanică X/F		K_R, B_v, M	(X_c, F_i)

4.1.2. Conceptul de sistem dinamic pneumatic

Prin aplicarea legilor de conservare, fiecare component de circuit pneumatic este caracterizat prin două modele:

- (1) *modelul neliniar*, general variabil;
- (2) *modelul liniarizat*, valabil pentru variații de amplitudine foarte mică, în jurul unui punct mediu de funcționare.

DEFINIȚIA 4.6

Un circuit pneumatic elementar (CPE) este un circuit asociat unei rețele pneumatice elementare, format din componente pasive, cu parametri concentrați $R, C, L, CONV$.

Circuitul pneumatic elementar este un circuit activ, (alimentat într-un singur punct), cu structură arborescentă (fără ochiuri de circuit) și intrări/ieșiri mecanice (fig. 4.2).

$f: \mathbb{R} \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \times \mathbb{R}^r \rightarrow \mathbb{R}^n$ — o funcție continuă și (uniform) global lipshitziană în raport cu starea sistemului [4.7];

$g: \mathbb{R} \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^p$ — o funcție continuă (în ipoteza în care suprafețele efective ale elementelor de ieșire nu se modifică, funcție de valoarea presiunilor din camerele convertoarelor, măsura este proporțională cu mărimea de calitate a sistemului pneumatic). $F_e = S_{ef} \cdot P_e$

În fig. 4.3. este reprezentat un sistem dinamic pneumatic, privit ca o particularizare a conceptului general din teoria sistemelor.

În cazul rețelei pneumatice generale, reprezentate în fig. 4.1 și formate din rezistențe, camere, linii și convertoare pneumo-mecanice, mărimile vectoriale, care caracterizează sistemul dinamic, neted, asociat acestei rețele, au următoarea componență:

$$P = [P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6, P_7, P_8, P_9, P_{10}, \dot{P}_{10}, \dot{P}_8]^T$$

$$X_u = [X_1, X_2, X_3, X_4]^T$$

$$V = [P_s, T_s, P_o, T_o]^T$$

$$F_e = [F_1, F_5, F_7, F_8, F_{11}]^T$$

$$P_e = [P_1, P_5, P_7, P_8, P_{10}]^T$$

În construcția aparatelor pneumatice destinate automatizării proceselor industriale se utilizează rețele elementare mult mai simple, astfel încât sistemele dinamice au următoarele particularități:

(1) sistemele pneumatice au o intrare și o ieșire, datorită construcției particulare a amplificatoarelor pneumatice, ceea ce semnifică particularizarea ecuațiilor (4.1)

$$m = 1; \quad r = 2; \quad p = 1;$$

(2) în sistemele pneumatice mărimea de calitate P este măsurată, astfel încît, făcînd abstracție de unitățile de măsură ale celor două mărimi, calitatea și măsura sînt echivalente

$$P_{e1} = 1/S_{ef} \cdot F_{e1}$$

În modelele ce vor fi utilizate în capitolele următoare se va lua în considerare presiunea de ieșire ca mărime uzual măsurată în tehnica pneumatică.

(3) ordinul unui sistem dinamic pneumatic este determinat de numărul camerelor pneumatice, de acumulare (q_c) de numărul liniilor pneumatice (q_L) luate în considerare, conform formulei:

$$||o|| = q_c + r q_L \quad (4.10)$$

unde r reprezintă gradul modelului dinamic al liniilor.

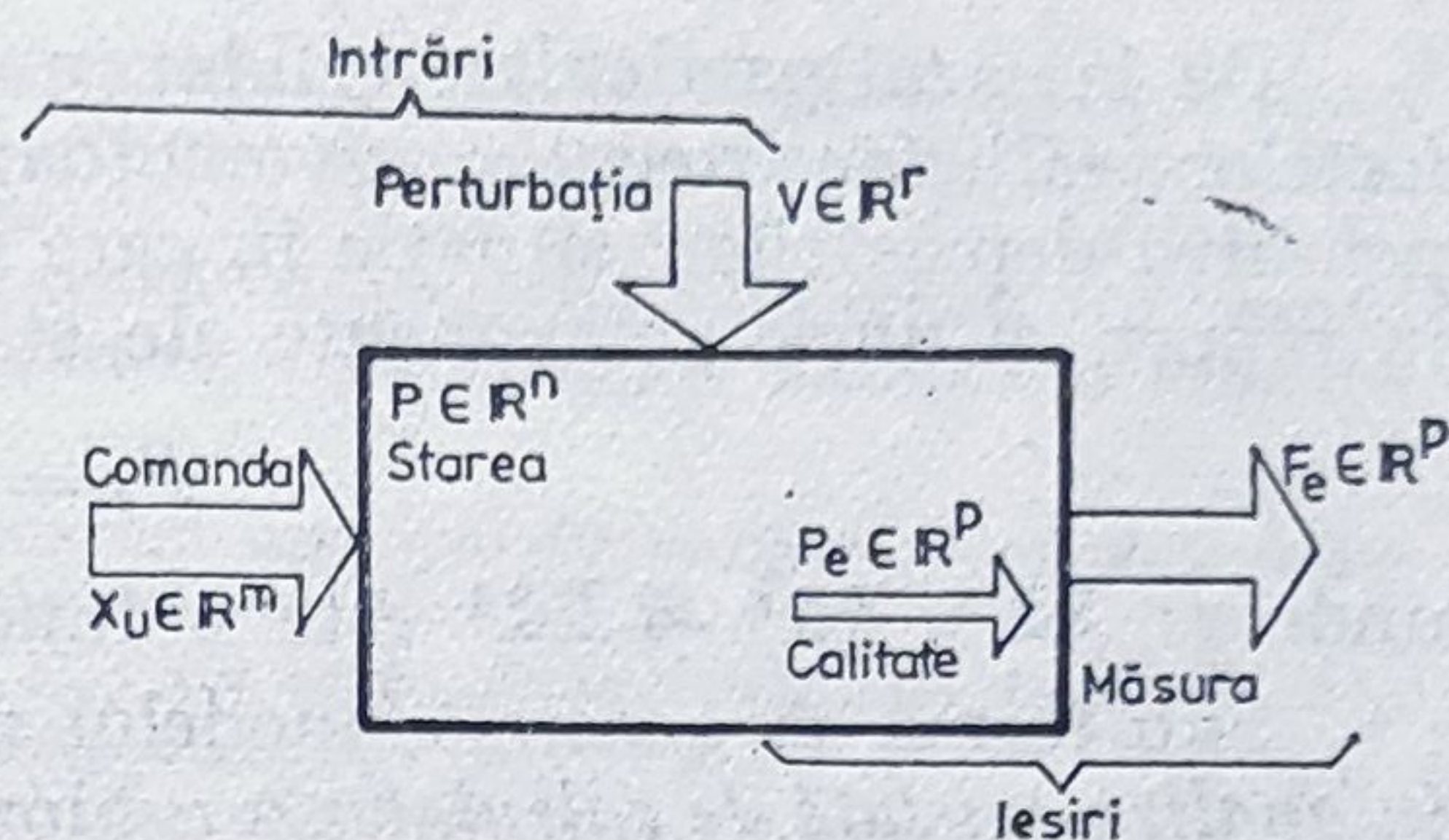


Fig. 4.3. Sistem dinamic pneumatic.

De la cazul particular, validat în construcția aparatelor cu compensarea forțelor [4.7], fac excepție servomotoarele pneumatice sau aparatele cu compensarea deplasărilor, situație în care mărimea măsurată F depinde neliniar în raport cu unele componente ale stării sistemului:

$$F_e = g(P) \quad (4.11)$$

unde $g: \mathbb{R} \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^1$ este o funcție continuă.

Sub forma sa generală, modelul neliniar (4.9) (4.11) se va folosi *numai în analiza asistată de calculator* a echipamentelor de automatizare pneumatice.

Pentru *sinteza* unui sistem de reglare automată, efectuată de proiectant prin tehnicile cunoscute din teoria sistemelor automate liniare continue [4.7.], [4.8.], [4.9], sistemul de proiectare asistată de calculator SIPASAP oferă și coeficienții modelelor liniarizate în jurul punctelor de funcționare de forma:

$$\begin{aligned} \dot{p}(t) &= Ap(t) + bx(t) + ev(t) \\ f_e(t) &= c^T p(t) \\ p_e(t) &= (1/S_{ef}) f_e(t) \end{aligned} \quad (4.12)$$

unde: $p(t)$, $p_e(t)$, $x(t)$, $v(t)$, $f_e(t)$ sînt variații de amplitudine relativ mică în raport cu punctul de liniarizare $(\bar{P}, \bar{X}, \bar{V}, \bar{F}_e)$;

A — matrice cu coeficienți constanți de dimensiuni $n \times n$ dependentă de punctul de liniarizare;

b , e , c^T — vectori cu componentele constante, funcție de punctul de liniarizare.

Liniarizarea modelului (4.9), (4.11) este în general posibilă, datorită proprietăților funcțiilor f (continue și global lipshitziane), care sînt netede și admit o descompunere în serie Taylor.

Pentru mici variații ale comenzii și stării sistemului pneumatic de forma:

$$\begin{aligned} P(t) &= \bar{P} + p(t) \\ X(t) &= \bar{X} + x(t) \end{aligned} \quad (4.13)$$

se obține

$$f[P(t), X(t)] = f[\bar{P}, \bar{X}] + f_p p(t) + f_x x(t) + O(\delta p^i, \delta x^i) \quad (4.15)$$

unde δp^i , δx^i ; $i > 1$, sînt „foarte mici“ în comparație cu prima variație $p(t)$, $x(t)$, și

$$f_p = \left. \frac{\partial f}{\partial P} \right|_{\bar{P}, \bar{X}}; \quad f_x = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{\bar{P}, \bar{X}} \quad (4.16)$$

Prin neglijarea termenilor foarte mici $O(\delta p^i, \delta x^i)$ rezultă:

$$\dot{p} = f_p \cdot p + f_x x \quad (4.17)$$

Dacă se desparte comanda propriu-zisă față de perturbație ecuația (4.17) se poate transcrie sub forma (4.12), ceea ce trebuia demonstrat.

Exemplul 4.1. În fig. 4.4, *a* este reprezentată schema de principiu a unui amplificator pneumatic, ajutoraj-clapetă.

Funcționarea amplificatorului este binecunoscută: deplasarea clapetei (x), provocată prin acțiunea forței F , determină modificarea secțiunii de trecere a fluidului în atmosferă, prin interstițiul ajutoraj (2) — clapetă. Această restricționare locală a curgerii, care are loc între terminalul de alimentare (3) (secțiunea SA) și terminalul de eșapare (4) (secțiunea SO), restricționare controlată prin deplasarea corpului obturator (1), determină modificarea debitului masic de fluid \dot{M}_{20} , refulat în atmosferă.

Dezechilibrul debitelor $\dot{M}_{A2} > \dot{M}_{20}$ pe tronsonul principal de curgere, alimentare-refulare, conduce la apariția unor debite în regim tranzitoriu, care produc:

— *încărcarea (acumularea) camerelor* (C_3, C_4) cu mase suplimentare de fluid M_3, M_4 , ceea ce determină creșterea presiunilor P_3 și respectiv P_4 ;

— *transmisia semnalului* de presiune P_2 la distanță, prin linia de interconexiune L .

În fiecare moment al regimului tranzitoriu există un echilibru al debitelor instantanee:

$$\dot{M}_A = \dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} + \dot{M}_{20} \quad \dot{M}_{23} = \dot{M}_{36} + \dot{M}_{34} + \dot{M}_i$$

La terminarea regimului tranzitoriu, presiunile P_2, P_3, P_4, P_5 din punctele caracteristice ating noile valori de regim staționar, iar curgerea va continua *numai* pe tronsonul principal al rețelei. În urma creșterii presiunilor P_4 și P_5 , în camerele respective, prevăzute cu elemente elastice, se vor dezvolta forțe suplimentare, active care vor efectua lucru mecanic asupra sarcinilor inerțiale MS_1, MS_2 , pînă la atingerea unor noi poziții de echilibru.

Amplificatorul din exemplul 1.1 este format dintr-o singură *rețea pneumatică elementară*:

— P_S este *alimentarea* la presiune constantă;

— P_0 este *refularea* la presiune atmosferică;

— x_i este *intrarea mecanică* (deplasarea obturatorului secțiunii ajutoraj-clapetă);

— F_{e1}, F_{e2} sînt *ieșirile mecanice* (forțe active).

Rețeaua din fig. 4.4, *a* are proprietatea de modulare a semnalelor de forță dezvoltate la ieșiri, funcție de semnalul mecanic de intrare. De notat, modul direct și univoc de a defini o rețea pneumatică elementară:

(1) se identifică terminalul de alimentare și respectiv de refulare în atmosferă.

(2) se identifică intrările mecanice, reprezentate prin deplasările obturatoarelor;

(3) se identifică ieșirile mecanice, reprezentate prin forțele dezvoltate pe elementele elastice sau mobile.

● *Tronsonul principal* de curgere prin care fluidul circulă, atît în regimul staționar, cît și în regimurile tranzitorii ale amplificatorului, este cuprins între secțiunea (S_{ALIM}) și (S_{ATM}) astfel încît:

$$(\dot{M}_{12})_0 = (\dot{M}_{20})_0$$

$$(\dot{M}_{23})_0 = (\dot{M}_{36})_0 = (\dot{M}_{34})_0 = 0$$

● *Tronsonul secundar* de curgere, alimentat numai în regimul tranzitoriu, este cuplat pe ramificarea tronsonului principal, astfel încît:

$$(\dot{M}_{12}) - (\dot{M}_{20}) = \dot{M}_{23} = \dot{M}_{36} + \dot{M}_{34} + \dot{M}_i$$

● *Volumul de control global* al sistemului cu fluid compresibil este delimitat de pereții rigizi și elastici ai instalației de curgere forțată a aerului comprimat, precum și de suprafețele (S_{ALIM}), (S_{ATM}).

● *Zonele de curgere*, importante, în care se produc efecte semnificative pentru comportarea amplificatorului pneumatic, sînt următoarele:

(a) *disipări energetice*

a.1. restricționare locală a tubului de curent între secțiunile S_{11} și S_{12} (rezistență tip orificiu: R_1).

a.2. restricționare variabilă a tubului de curent la ieșirea din ajutoraj și refularea în atmosferă (rezistență tip clapetă obturatoare — scaun drept $R_2(x)$).

a.3. disipare vîscoasă în tubul capilar (rezistența R_3)

(b) *acumulări de fluid compresibil*

b.1. în camera fixă terminală (C_6), încărcată și descărcată prin debitul \dot{m}_{36} în regim tranzitoriu.

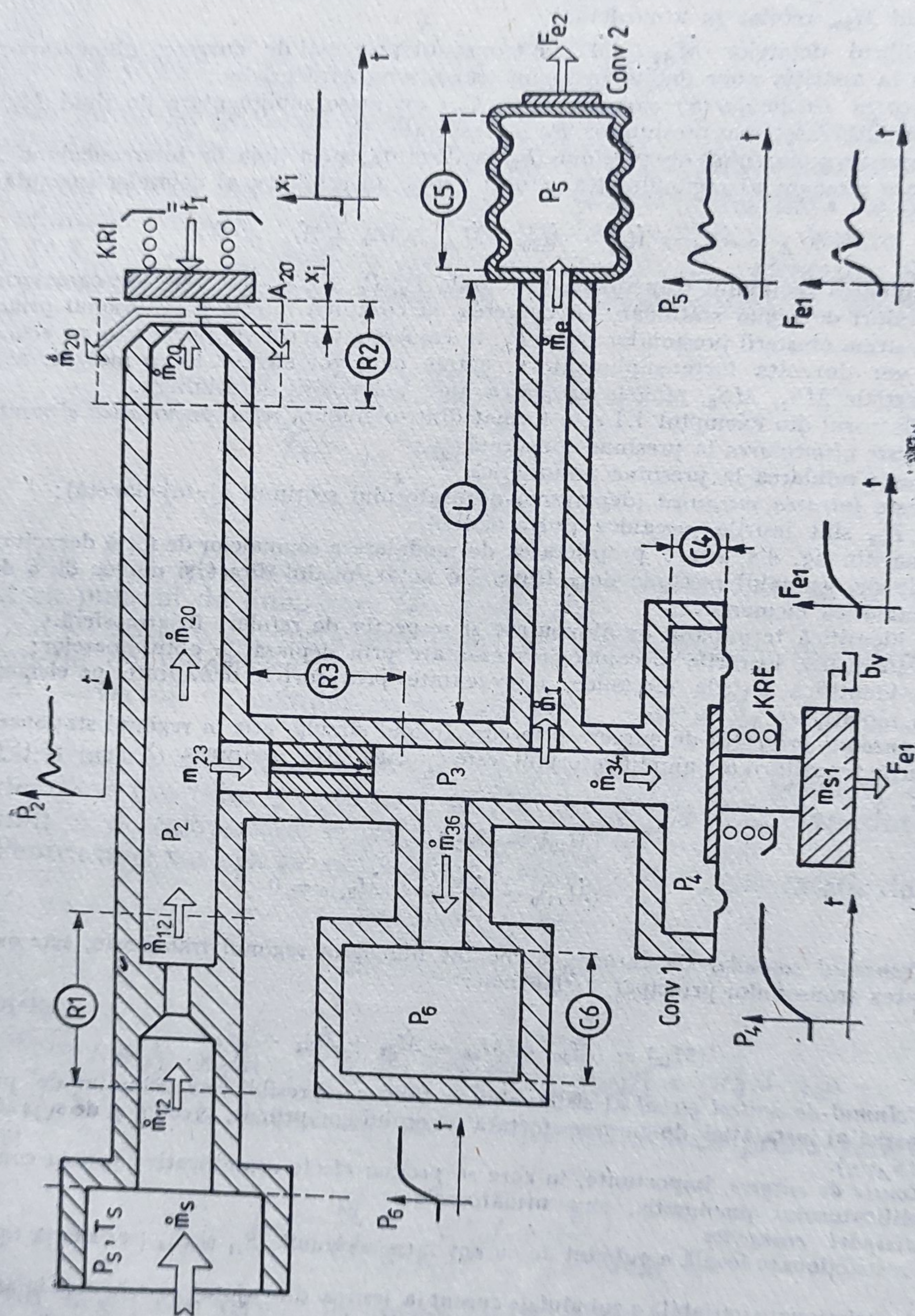


Fig. 4.4. Amplificator ajutaj-clapetă:
a — schema constructivă;

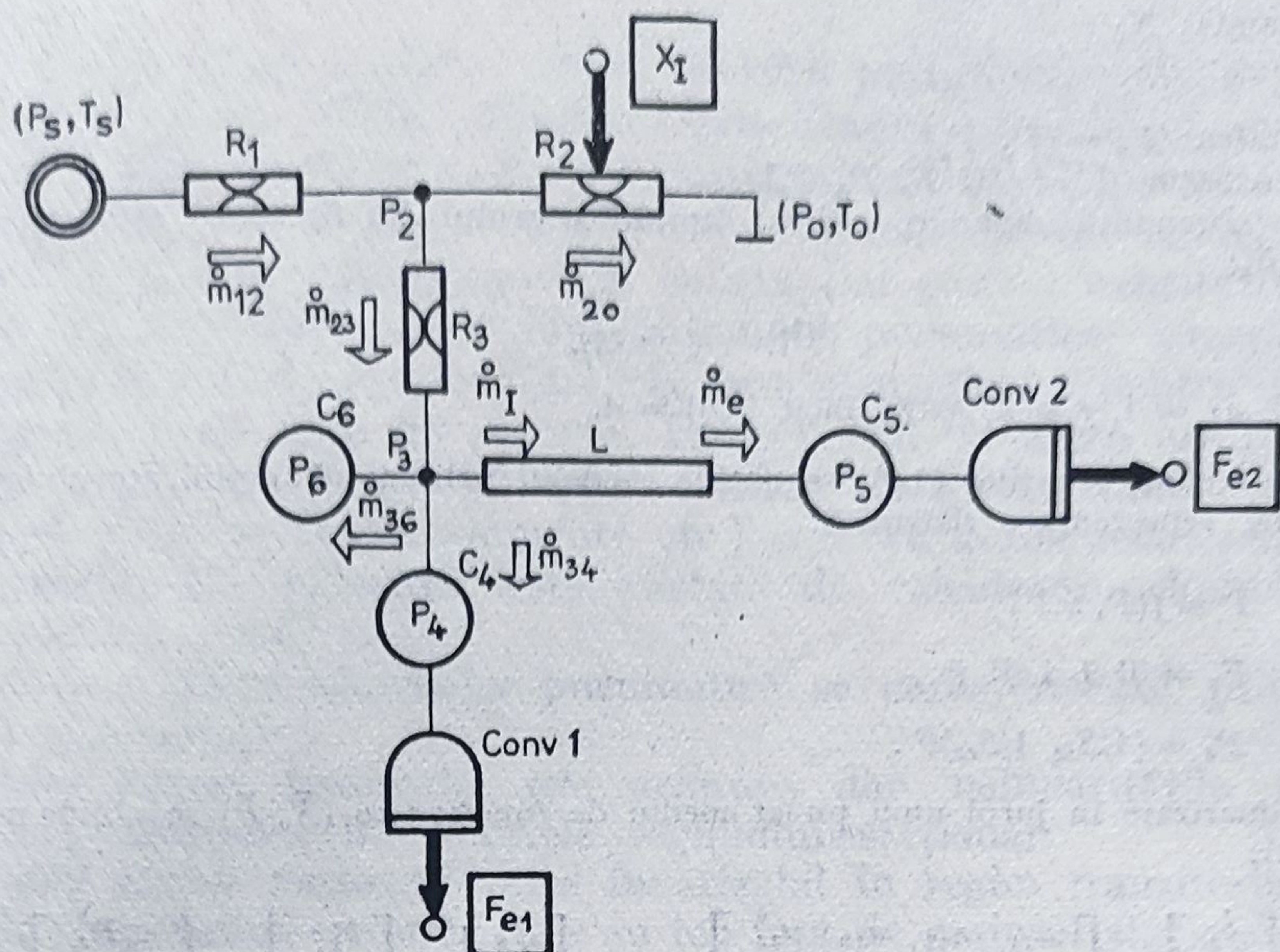


Fig. 4.4.

b — circuit pneumatic elementar;

b.2. în camera terminală variabilă (C_4) a convertorului presiune/forță

b.3. în camera terminală, puțin variabilă (C_5), a convertorului montat la capătul liniei pneumatice.

(c) transmiterea la distanță a semnalelor de presiune prin

c.1. intermediul liniei de interconexiune (L)

(d) conversia semnalelor de presiune în semnale de forță

d.1. convertorul pneumomecanic prevăzut cu membrană dezvoltă la ieșire o forță F_{e1} funcție de presiunea din camera convertorului (P_4).

d.2. convertorul P/M cu silfon, dezvoltă forța P_{e2} , a cărei valoare depinde de presiunea (P_5).

(e) conversia semnalului mecanic în semnal pneumatic

e.1. deplasarea clapetei (x_i) în fața ajutorului determină aria minimă de curgere ($A = \pi d_2 x_p$) și, în consecință, dictează valoarea presiunii P_2 în regim staționar.

● Circuitul pneumatic elementar (CPE) asociat rețelei elementare de curgere are structura prezentată în fig. 4.4, b.

● Sistemul dinamic pneumatic (SPD) sste descris cu ajutorul vectorilor următori (fig. 4.4, c)

— starea: $P^T = [P_3 P_4 P_5 P_6]$ cu $\dot{P}_5 = P_6$

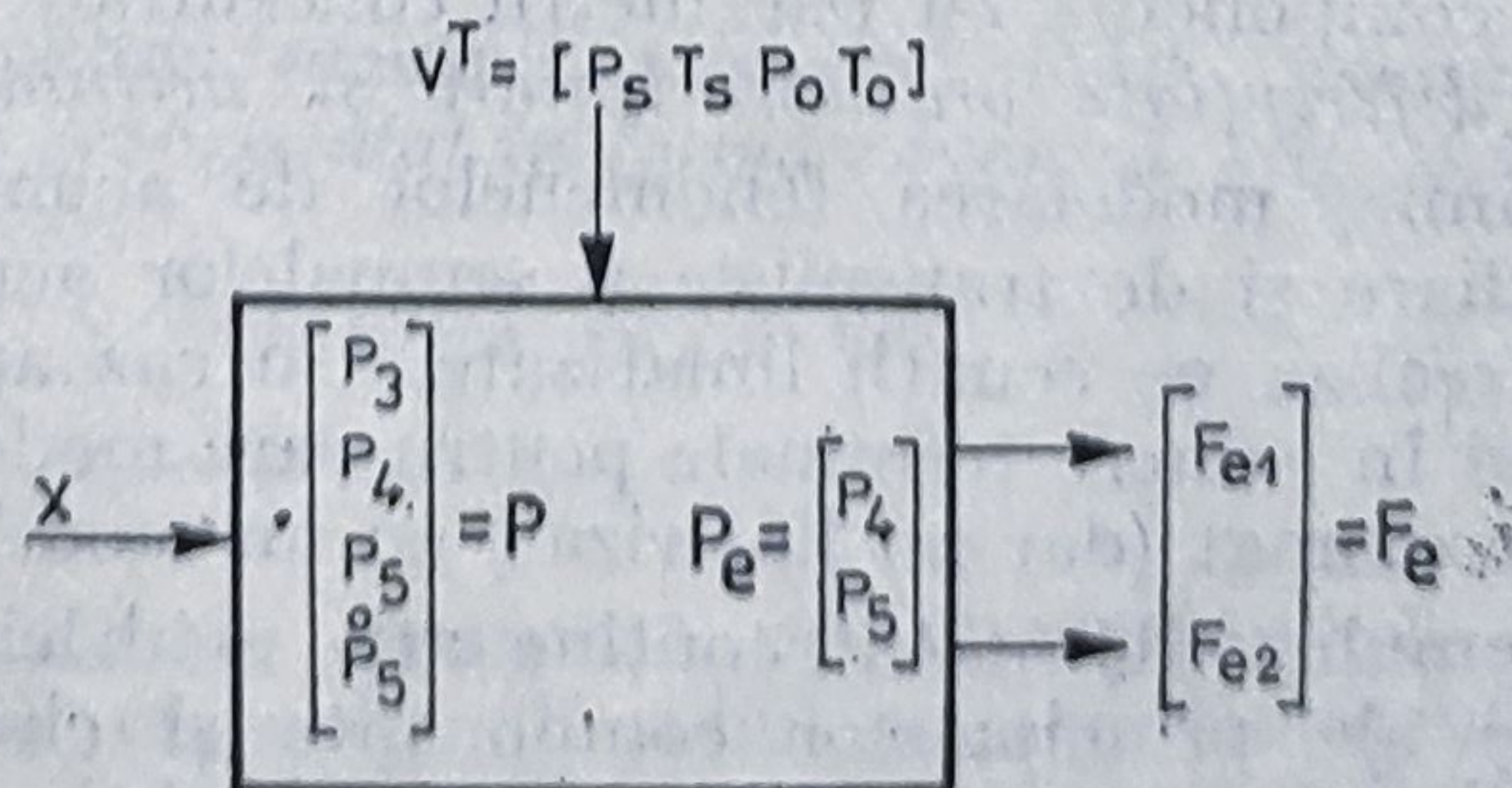


Fig. 4.4.

c — caracterizare sistemică.

- comanda: X_i
- măsura: $P_e^T = [F_{e1} \ F_{e2}]$
- calitatea: $P_e = [P_4 \ P_5]$
- perturbăția: $V = [P_s \ T_s \ P_0 \ T_0]$

Ordinul sistemului dinamic, asociat amplificatorului din fig. 4.4., este calculabil prin formula (4.10):

$$||O|| = q + rq_L$$

unde $q_c = 2$, $q_L = 1$, $r = 2$, astfel încît $||O|| = 4$.

Particularizînd ecuațiile (4.9), se obține modelul neliniar al amplificatorului pneumatic ajutoraj-clapetă, reprezentare sistemică:

$$\dot{P} = f(P, x, V)$$

$$F_e = [0 \ 1 \ 1 \ 0] P$$

$$P_e = [1/S_{e4} \ 1/S_{e5}] F.$$

Prin liniarizare în jurul unui punct mediu de funcționare (\bar{X}, \bar{P}) se obține modelul de forma (4.12):

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_3 \\ \dot{p}_4 \\ \dot{p}_5 \\ \dot{p}_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \bar{P}, \bar{X} \begin{bmatrix} p_3 \\ p_4 \\ p_5 \\ p_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 x \\ b_2 x \\ b_3 x \\ b_4 x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} v_1 P_s \\ v_2 P_s \\ v_3 P_0 \\ v_4 T_0 \end{bmatrix}$$

$$f_e = [0 \ 1 \ 1 \ 0] \times [p_3 \ p_4 \ p_5 \ p_6]^T$$

$$p_e = [1/S_{e4} \ 1/S_{e5}] \times [f_{e2} \ f_{e4}]^T$$

Valorile particulare ale coeficienților a_{ii} , b_i , v_i sînt calculate în exemplul 6.2 pentru un circuit similar de amplificare.

Subliniem faptul că obținerea structurii CPE-ului folosește *numai* pentru analiza topologică. Ea nu este recomandabilă pentru calculul răspunsului sistemului pneumatic cu ajutorul metodelor extrapolate din teoria circuitelor electrice (liniare).

Pentru calculul riguros al comportării în regim staționar și tranzitoriu se vor folosi modele ale sistemului dinamic neliniar (4.9) sau liniarizat (4.12).

În sistemele pneumatice, neliniaritățile cele mai semnificative sînt provocate de comportarea elementelor disipative de circuit (rezistente pneumatice) în regim staționar. Pe de altă parte, metodologia de analiză adoptată ocolește modelarea fenomenelor de propagare (acustică, termică). Circuitele pneumatice elementare au componente cu parametri concentrați, iar modelele conțin *numai ecuații diferențiale ordinare liniare și neliniare*.

În regim dinamic, modelarea fenomenelor de acumulare a fluidului în camere intermediare și de transmisie a semnalelor acustice de presiune prin linii se poate realiza pe ecuații liniarizate. Un caz aparte îl reprezintă acumularea fluidului în camere terminale pentru care modelul, esențialmente neliniar, poate fi aproximat (dar nu liniarizat) cu un model liniar echivalent.

Biblioteca sistemului SIPASAP conține atît modelele neliniare, cît și modelele liniarizate ale principalelor componente și circuite pneumatice. Utilizatorul poate și trebuie să compare rezultatele obținute prin simularea ecuațiilor de forma (4.9), (4.11), (4.12). El va decide, prin aprecierea erorilor

înregistrate în urma liniarizării, asupra alegerii procedeeleor de analiză asistată de calculator pe modele neliniare sau asupra procedeeleor de sinteză a sistemelor liniare. În ultima situație, sistemul SIPASAP permite calculul regimului staționar neliniar, precum și calculul constantelor modelului liniarizat, ceea ce îi ușurează proiectantului substanțial efortul cantitativ.

În sinteza sistemelor de reglare automată pneumatice, sugerăm utilizarea metodei locului rădăcinilor [4.7], ca procedeu eficient pentru structura particulară a acestei clase de sisteme. Proiectantul va alege un parametru constructiv important (volumul unei camere, lungimea liniei, lungimea unui braț al sumatorului de momente etc.) care va grada locul rădăcinilor. Trasarea acestui loc geometric este asistată de calculator folosindu-se un program cunoscut [4.8].

În rezumat, clasa sistemelor pneumatice se caracterizează prin următoarele particularități:

(1) *Orice sistem pneumatic este neliniar*, dar neliniaritățile esențiale se manifestă îndeosebi în modelele regimului staționar.

(2) *Orice sistem pneumatic este liniarizabil în regim tranzitoriu pentru variații de amplitudine redusă*, care au loc față de regimul staționar.

(3) *Orice sistem pneumatic se consideră invariant*, astfel încât o comandă produce aceeași mărime măsurată indiferent de momentul când a fost aplicată comanda.

(4) *Orice sistem pneumatic este cauzal*, astfel încât apariția mărimii măsurate este condiționată de existența prealabilă a comenzii, astfel încât modelele analizate sînt fizic realizabile.

În proiectarea sistemelor automate pneumatice se acceptă invarianța sistemului, dat fiind faptul că variațiile parametrilor constructivi (îmbătrînirea membranelor, dilatarea componentelor etc.), trebuie luate în considerare numai pentru analiza sensibilității modelului, ceea ce nu face obiectul prezentei lucrări [4.9].

În privința realizabilității modelelor trebuie subliniat faptul că în pneumatică obținerea corecțiilor cu avans de fază este complicată tehnologic, astfel încât în sistemele pneumatice numai circuitele de întârziere de fază sînt la dispoziția proiectantului.

Analog modelării rețelelor pneumatice elementare, sistemul dinamic mecanic este un model canonic, asociat mecanismelor de adaptare și de însușire a forțelor/momentelor.

DEFINIȚIA 4.7

Un sistem dinamic mecanic este un model, asociat unui mecanism adaptor sau sumator, reprezentat în formă canonică (fig. 4.5).

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f_M(x) + bF_i + vF_s \\ x_e &= c^T x\end{aligned}\tag{4.18}$$

unde $x \in \mathbb{R}^2$ este starea, construită prin componentele poziție (x_1) și viteză ($x_2 = \dot{x}_1$) ale unui vector bidimensional;
 $F_i \in \mathbb{R}^1$ — comanda, reprezentată de forța de intrare;
 $F_s \in \mathbb{R}^1$ — perturbația sistemului mecanic, reprezentată de rezultanta forțelor de sarcină;

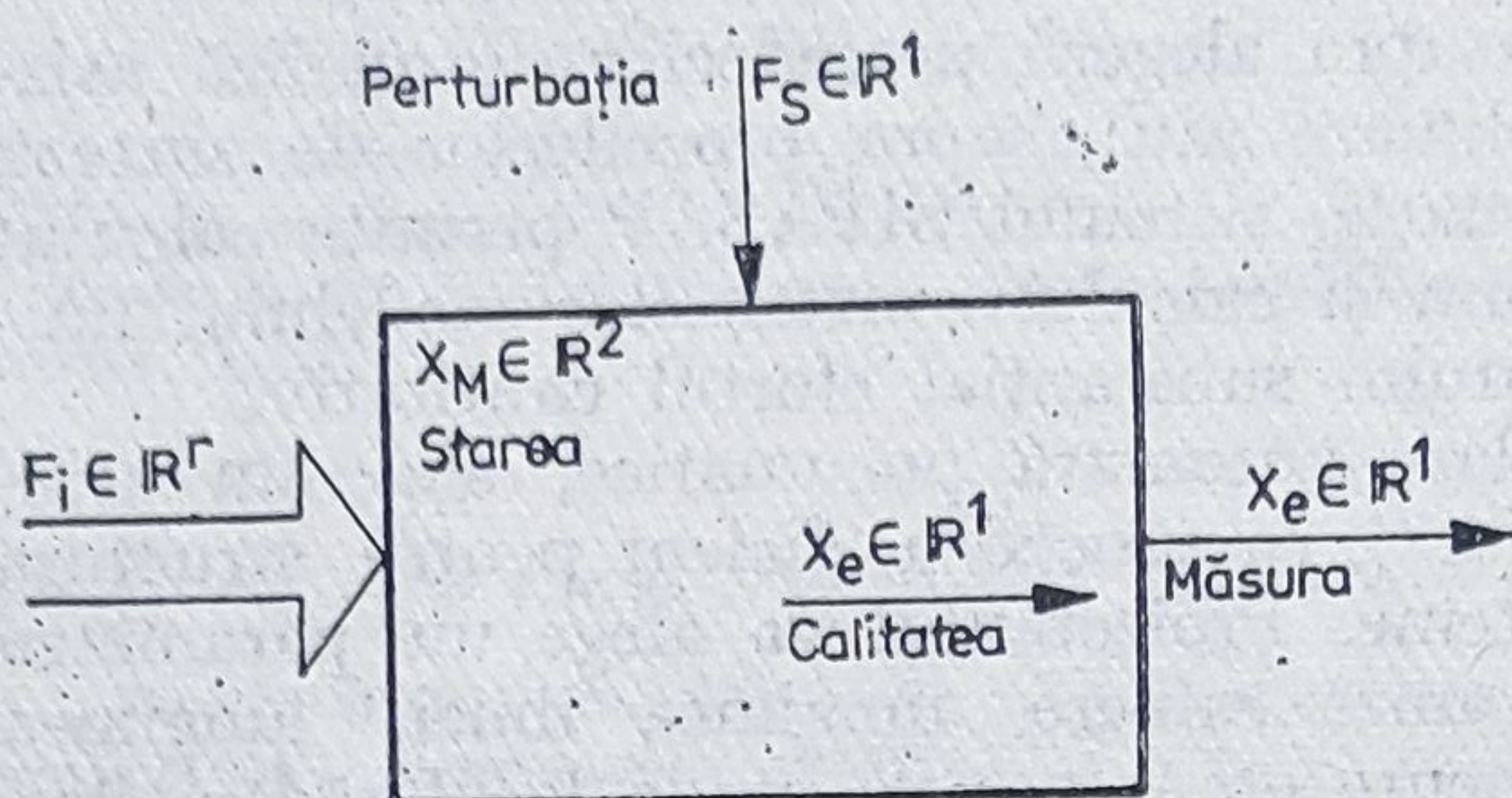


Fig. 4.5. Sistem dinamic mecanic.

$x_e \in \mathbb{R}^1$ — mărime măsurată (identică cu mărimea de calitate) reprezentată prin poziția sistemului mecanic ($x_e = x_1$).

Caracterul neliniar al modelului este determinat în principal de caracteristica elastică a mecanismului. Funcționarea aparatelor pneumatice performante limitează deplasările la

domenii foarte reduse ($10^{-5} - 10^{-4}$) m, astfel încît modelul poate fi liniarizat pentru aparatele cu compensarea forțelor.

$$\ddot{x} = A_M x + bF_i + vF_s \quad (4.19)$$

$$x_e = c^T x$$

$$\text{unde: } A_M = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{fv}{m} & -\frac{K_R}{m} \end{bmatrix}, \quad b = -1/m, \quad v = -1/m, \quad c^T = [1 \ 0]$$

m este masa sistemului; f_v — frecarea vîscoasă;

K_R — constanta de elasticitate a sistemului.

4.1.3. Descompunerea sistemelor pneumatice

Într-o caracterizare structurală, sistemică, a dispozitivelor de automatizare pneumatice se poate afirma [4.10]:

(I) orice aparat pneumatic are în construcția sa un număr finit de rețele pneumatice elementare, în care se desfășoară procese de transfer de masă și energie, controlate prin semnale mecanice;

(II) fiecărei rețele pneumatice elementare i se poate asocia o structură topologică, denumită circuit pneumatic elementar;

(III) comportarea fiecărui circuit pneumatic elementar poate fi descrisă printr-un model matematic, scris sub formă canonică de sistem dinamic pneumatic;

(IV) rețelele pneumatice elementare sînt interconectate prin mecanisme de adaptare forță/deplasare și de compunere a forțelor/momentelor;

(V) comportarea fiecărui mecanism de cuplare a circuitelor pneumatice elementare poate fi descrisă printr-un model matematic scris sub formă canonică de sistem dinamic-mecanic.

DEFINIȚIA 4.8 Decompozabilitatea sistemelor pneumatice complexe este proprietatea structurilor pneumatice de a conține un număr limitat de circuite pneumatice elementare, interconectate prin impedanțe mecanice.

Între o ieșire mecanică (forță) a (CPE) și o intrare mecanică (deplasare) a următorului circuit (CPE)_{i+1} există relația:

$$(Fe)_i = (Z_M)_{I, I+1} \times X_{I+1} + F_s \quad (4.20)$$

unde Z_M este impedanța convertorului CP/M în punctul mediu de funcționare în jurul căruia se liniarizează caracteristica elementului elastic;

F_s — forța rezultantă a perturbațiilor de sarcină.

Ecuatia (4.20) este adevărată pentru cuplarea directă dintre circuitele elementare (CPE)_i, (CPE)_{i+1}.

În cazul în care cuplarea are loc multiport, astfel încât mai multe ieșiri ale unui CPE sînt interconectate, prin intermediul unui sumator de forțe/momente, cu intrarea unică a unui alt CPE, atunci relația (4.20) devine:

$$\sum_{j=1}^n (\pm F_j) = (Z_M)_{ECH} \cdot X_{i+1} + F_s \quad (4.21)$$

Regulile de calcul pentru impedanțele mecanice echivalente ale sumatoarelor de forțe/momente diferă potrivit celor două principii constructive (cu elemente elastice pe același ax sau cu mecanisme de însumare a forțelor (momentelor)).

Procedeu de descompunere a dispozitivelor pneumatice complexe în rețele pneumatice elementare, echivalate topologic prin circuite pneumatice elementare, cărora li se asociază modele de sisteme dinamice pneumatice și mecanice, stă la baza concepției sistemului SIPASAP, conferindu-i-se modularizarea și (v. cap. 6) flexibilitatea necesară în raport cu cerințele utilizatorului. Trecerea de la modelul fizic, constructiv, al aparatului proiectat (desen de execuție, model experimental, prototip) la modelul lui matematic, în abordare sistemică, se face, direct și simplu, prin intermediul unei faze de analiză topologică, constînd în:

- 1° identificarea rețelelor pneumatice elementare;
- 2° descompunerea în circuite pneumatice elementare și respectiv în mecanisme de interconectare
- 3° scrierea modelelor sistemice pentru fiecare CPE și pentru fiecare adaptor de forțe și sumator de forțe
- 4° agregarea modelului întregului aparat pneumatic.

Principiul descompunerii sistemelor pneumatice complexe este ilustrat în tabelul schemă 4.4.

Exemplul 4.2. În fig. 4.6, *a* se prezintă schema constructivă a unui servomecanism pneumatic pentru acționarea ventilelor de reglare (element de execuție). Descompunerea în CPE-uri a acestui sistem pneumatic de reglare automată este ilustrată în fig. 4.6, *b*.

Servomecanismul pneumatic din fig. 4.6, *a* reprezintă un sistem de reglare automată a poziției funcție de mărimea de referință pneumatică (presiunea PI).

Analiza structurală a schemei de principiu a aparatului evidențiază următoarele sisteme dinamice pneumatice și mecanice.

— adaptor de intrare	CONV I	PI → FI	SDPT
— sumator comparator	SUM C	FA + (FI - FM) → FE	SDM1
— adaptor impedanță	ADAP 1	FE → X1	SDM2
— adaptor impedanță	ADAP 6	XE → FM	SDM7
— amplificator	CPE 1	X1 → F1	SDP1

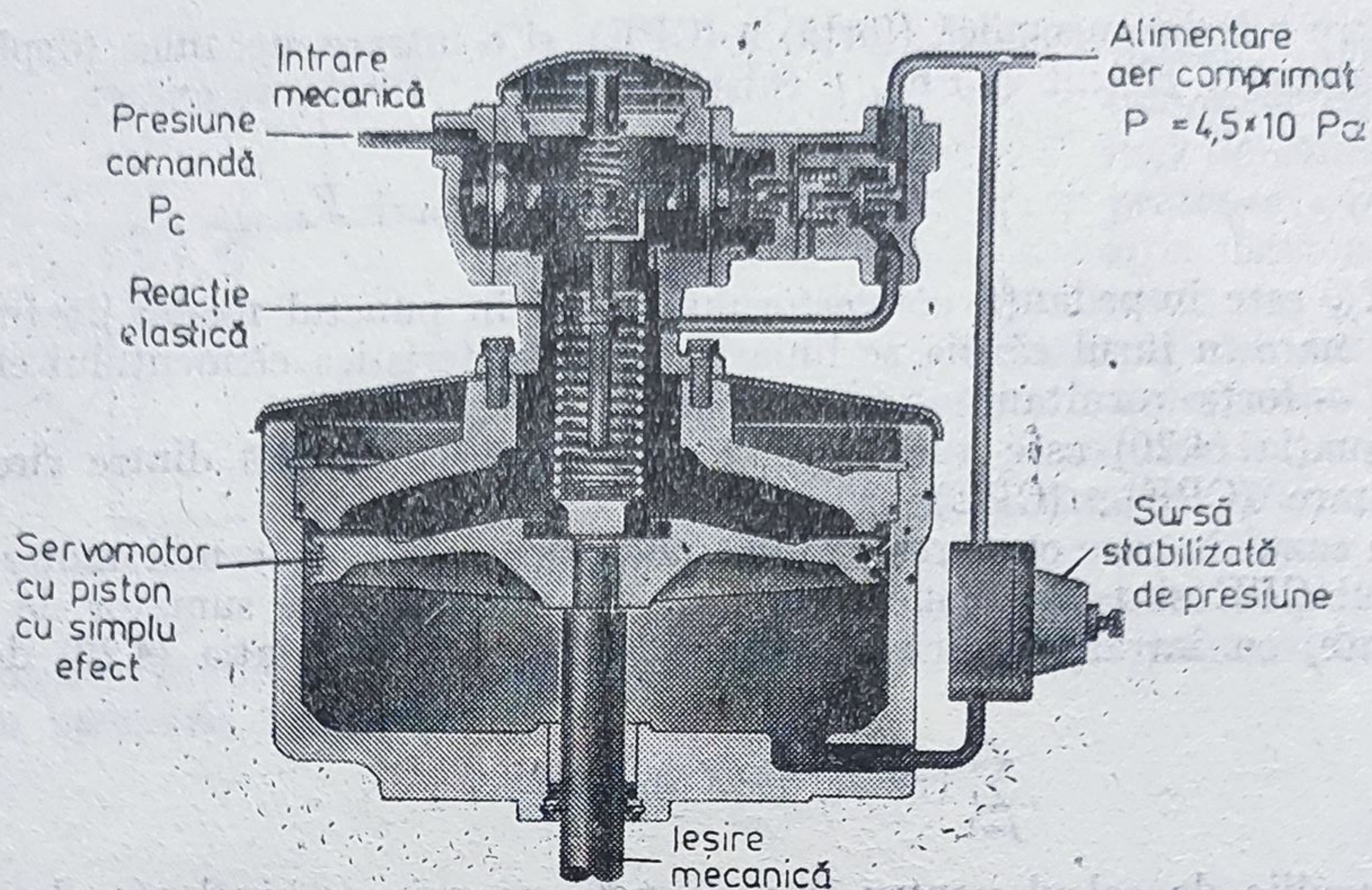


Fig. 4.6. Servomecanism pneumatic pentru poziționarea ventilelor de reglare:

a — schema constructivă;

— adaptor impedanță	ADAP2	$F_1 \rightarrow X_2$	SDM3
— amplificator	CPE 2	$X_2 \rightarrow F_2$	SDP2
— resort pneumatic	CPE 3	$X_R \rightarrow F_R$	SDP3
— adaptor impedanță	ADAP5	$F_E \rightarrow X_R$	SDM5
— sumator sarcină	SUM5	$F_s + F_2 \rightarrow F_{ES}$	SDM4
— adaptor impedanță	ADAP 4	$F_{ES} \rightarrow X_E$	SDM6

Fiecare dintre cele 3 sisteme pneumatice dinamice și cele 7 sisteme mecanice vor fi modelate conform ecuațiilor (4.9) — neliniar, (4.12) — liniarizat și respectiv (4.18) neliniar și (4.19) neliniar.

Scrierea ecuațiilor modelelor este omogenă și permite formarea automată pe calculator a modelului matematic al întregului aparat care urmează a fi proiectat, prin asamblarea unor subprograme aflate în biblioteca sistemului unor SIPASAP.

Prin „cuplarea” mecanică a circuitelor pneumatice elementare (CPE) se evită confuzia, urmată de erori de calcul în proiectare, a „cuplării” pneumatice a unor subprograme (fig. 4.7).

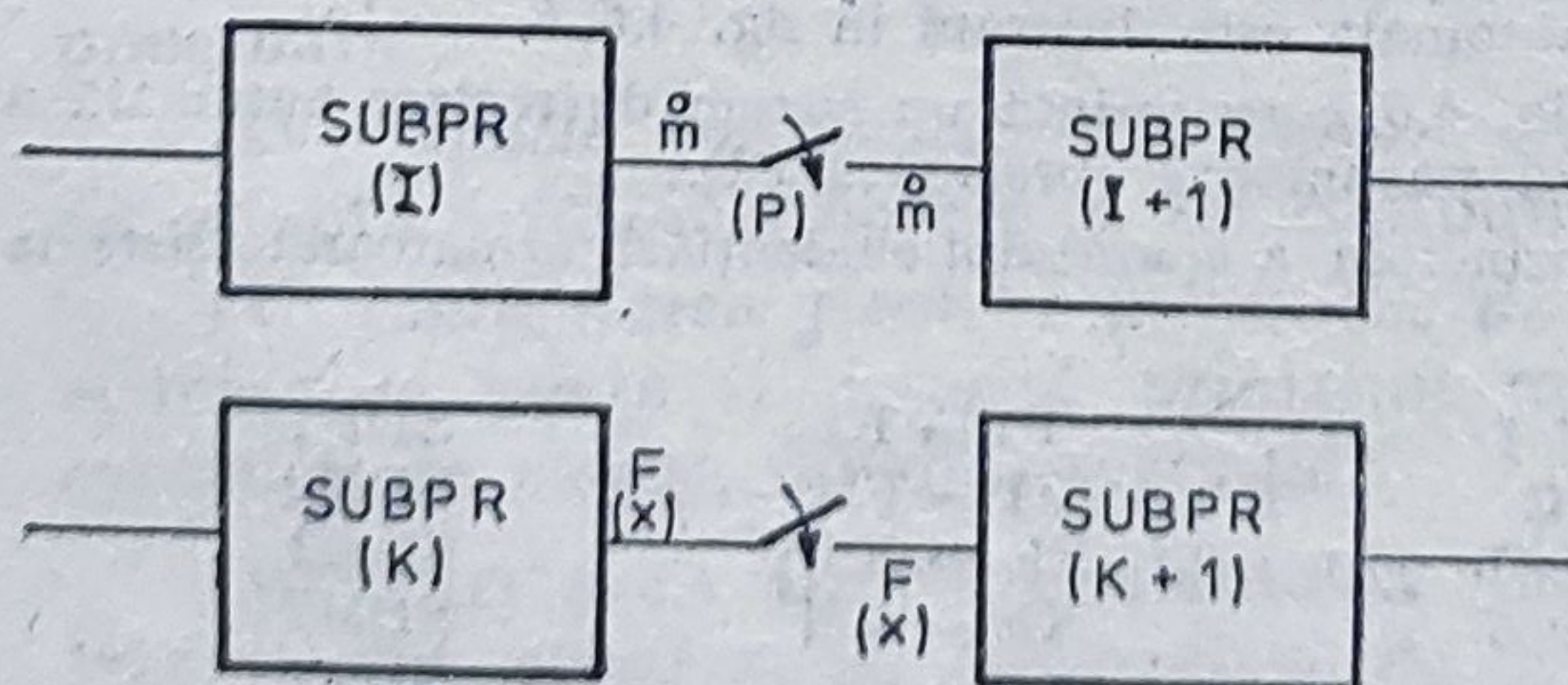
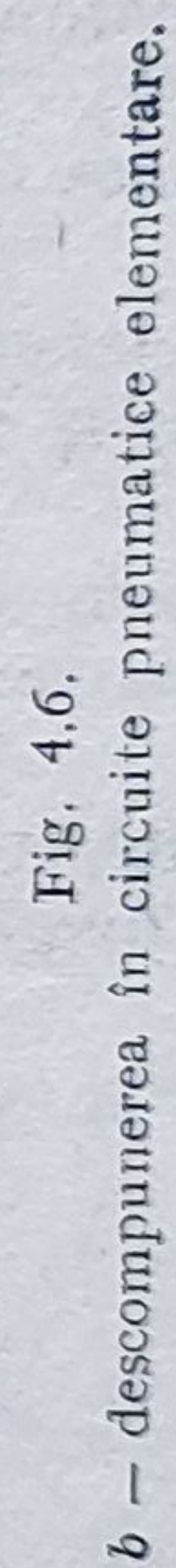
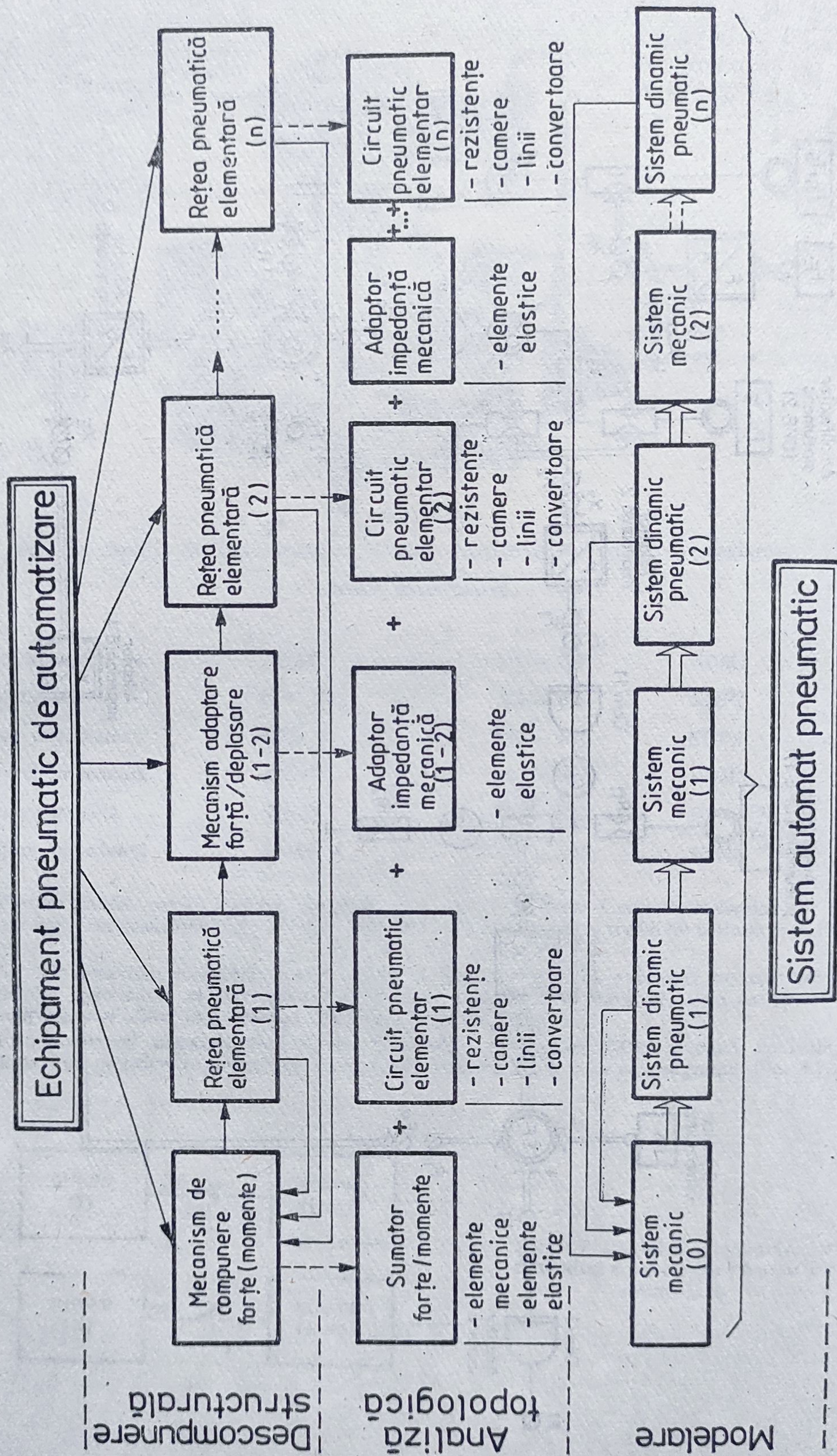


Fig. 4.7. Cuplarea subprogramelor de analiză a circuitelor pneumatice elementare.



b — descompunerea în circuite pneumatice elementare.



4.2. Formularea problemelor proiectării asistate a sistemelor automate pneumatice

Sistemul SIPASAP este utilizabil atât în proiectarea asistată a unor aparate specializate, cât și în proiectarea unor instalații de automatizare pneumatice complexe, funcție de resursele hardware/software ale calculatorului pe care se implementează.

Cuprinderea întregii problematice sub denumirea de *proiectare asistată de calculator* se bazează metodologic pe sensurile conceptului de sistem automat pneumatic.

Tehnologia de automatizare pneumatică rezolvă eficient, economic și fiabil probleme de măsurare și control dimensional, de comandă și acționare a unor mașini și agregate, precum și probleme de reglare automată a parametrilor tehnologici neelectrici din procesele industriale lente.

În raport cu o terminologie riguroasă, denumirea de sistem automat pneumatic nu explicitează univoc înțelesul adjectivului „automat” [4.7.]. Convenim, în cele ce urmează, să acordăm conceptului respectiv două semnificații:

(1) *Sistemul automat pneumatic* (SAP) definește o structură de instalație automatizată realizată prin interconectarea unor aparate pneumatice și care îndeplinește anumite funcții de comandă, acționare, reglare;

(2) *Sistemul automat pneumatic* definește un model matematic transcris într-o formă canonică, care include implementarea algoritmului de comandă sau reglare.

SAP, ca model sistemic, este obținut în SIPASAP prin interconectarea sistemelor dinamice pneumatice și mecanice elaborate în urma descompunerii în circuite pneumatice elementare.

În funcție de obiectivele urmărite, în tehnologia de automatizare pneumatică se pot defini următoarele două clase de sisteme automate:

- *Sisteme de comandă și acționare pneumatică*
- *Sisteme de reglare automată*
 - sisteme de rejecție a perturbațiilor (cu referință fixă);
 - sisteme de urmărire (servosisteme).

4.2.1. Problema comenzii automate

În condițiile acceptării semnificației sistemului automat ca structură a instalației automate rezultă următoarea definiție:

DEFINIȚIA 4.9. Un sistem automat de comandă și acționare pneumatică (SACAP) este o instalație pneumatică de automatizare al cărui rol constă în executarea (fără intervenția operatorului) unui ciclu (secvențial) de desfășurare în timp a unor operații (faze) de mișcare a sarcinilor conectate la ieșire, conform unui program de referință specificat la momente anumite de timp

SACAP este un automat finit descris, în mod abstract, printr-un quintuplu $M(X, F_e, P, \lambda, \delta)$, unde:

$X \in \mathbb{R}^m$ este mulțimea finită a intrărilor (deplasări),

$F_e \in \mathbb{R}^p$ este mulțimea finită a ieșirilor (forțe),

$P \in \mathbb{R}^n$ este mulțimea finită a stărilor (presiuni),

$\lambda: P \times X \rightarrow P$ este funcția de stare următoare,

$\delta: P \times X \rightarrow F_e$ este funcția de ieșire următoare.

În limbajul sistemic (§ 4.1.2), un SACAP un sistem dinamic invariant, discret, definit prin tripletul (X, f, g) cu semnificația matematică

$$\begin{aligned} P(t+1) &= F(P(t), X(t)) \\ F_e(t) &= g(P(t)) \end{aligned} \quad (4.22)$$

unde: $t \in \mathbb{Z}$,

$$X = \{x(\cdot) : \mathbb{Z} \rightarrow \mathbb{R}^m\}$$

$f: \mathbb{Z} \times \mathbb{R}^n \times \mathbb{R}^m \rightarrow \mathbb{R}^n$ — continuă în raport cu P și x

$g: \mathbb{Z} \times \mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}^p$ — continuă în raport cu P

SACAP are o structură de sistem fără reacție de măsură (4.8). În cazul general, apariția unor semnale de ieșire este folosită ca „reacție”, pentru validarea (confirmarea) executării unei faze și pentru inițierea trecerii la faza următoare din programul impus.

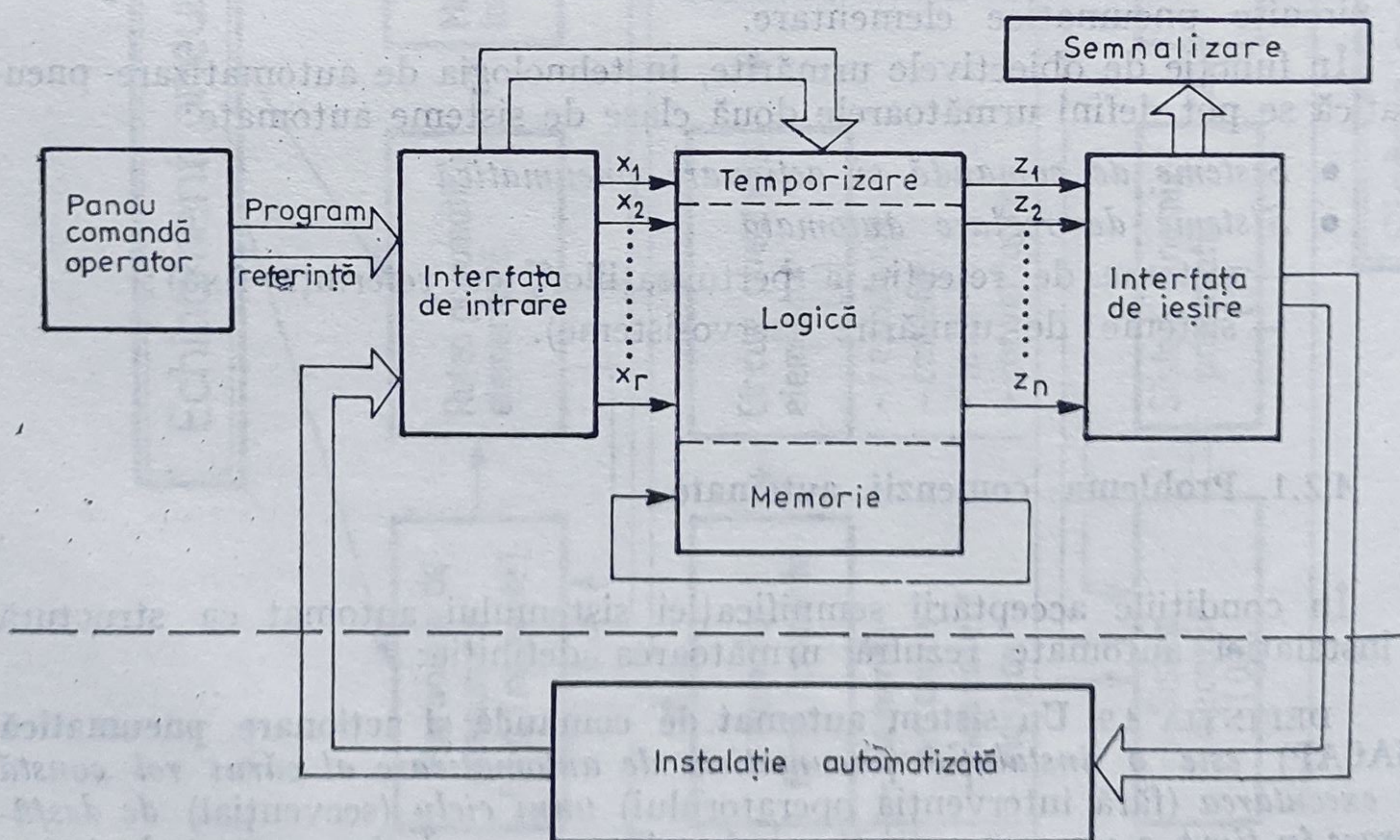


Fig. 4.8. Structura sistemelor de comandă și acționare pneumatice.

Performanțele pe care trebuie să le îndeplinească un SACAP sînt legate de realizarea unei ciclograme (sau ciclofaze), care redă succesiunea în timp a diferitelor stări de funcționare ale ieșirilor elementelor motoare ale sistemului (fig. 4.8).

PROBLEMA COMENZII AUTOMATE în pneumatică. Fiind dat un sistem dinamic discret (x, f, g) , să se realizeze sinteza unui automat finit (cu memorie) capabil să asigure o succesiune dorită a ieșirilor (secvență) atunci cînd se aplică o succesiune impusă a intrărilor (comenzilor):

$$(X_k)^r \Rightarrow P_{ek}$$

Criteriile globale de proiectare impuse vor cuprinde:

- (1) *durata* întregului ciclu secvențial (T_c);
- (2) *fiabilitatea*, exprimată prin durata medie de bună funcționare, înlocuită uneori prin numărul de cicluri (NC) pe care poate să le execute, fără defecte, sistemul;
- (3) *numărul de elemente* convenționale utilizate pentru implementarea funcțiilor logice;
- (4) *consumul maxim de aer comprimat*, exprimat prin masa de aer cerută de executarea unui ciclu complet ($M = \sum M_{ti}$);
- (5) *costul instalației pneumatice de automatizare*.

În proiectarea asistată de calculator, utilizatorul va utiliza sistemul SIPASAP pentru rezolvarea următoarelor probleme:

- alegerea componentelor de bază (R, C, CONV);
- proiectarea liniilor de interconexiune pneumatice;
- proiectarea servomotoarelor pneumatice;
- analiza comportării tranzitorii prin simulare a circuitelor pneumatice de comutație;
- calculul timpilor de comutație ai automatului finit.

4.2.2. Problema reglării automate

Conform semnificației acordate sistemului pneumatic ca structură a unei instalații automate se poate considera următoarea definiție pentru cea de a doua clasă de sisteme automate pneumatice.

DEFINIȚIA 4.10. Un sistem automat de reglare pneumatic (SARP) este o instalație pneumatică de automatizare care realizează o funcție de reglare, ceea ce semnifică anularea unei mărimi de eroare definite prin relația:

$$\varepsilon = (P_e)_r - P_e \quad (4.23)$$

$(P_e)_r$ este mărimea de referință, conținînd programul impus, ce trebuie realizat;

P_e — mărimea măsurată (calitatea), care se va defini ca mărime reglată.

Pentru sistemele de reglare cu referință (consemn) fix, denumite sisteme de rejectie a perturbațiilor, efectul anulării erorii ($\lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon(t) \rightarrow 0$) constă în

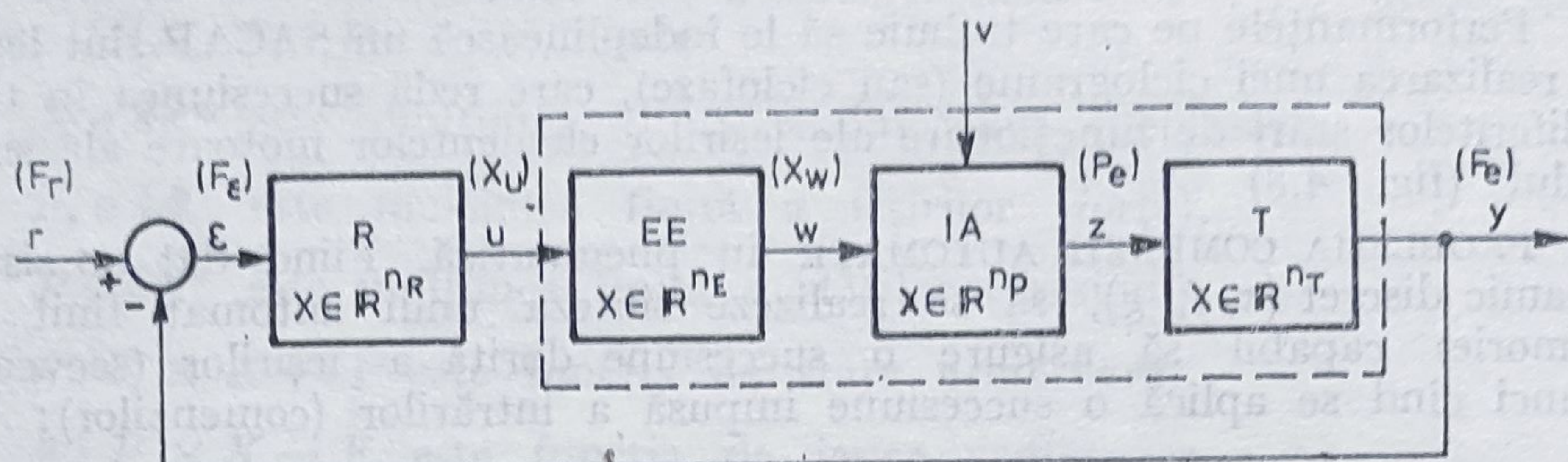


Fig. 4.9. Structura sistemelor de reglare pneumatice.

menținerea constantă, la o valoare prescrisă, a mărimii reglate, independent de prezența perturbațiilor care acționează asupra instalației.

Pentru sistemele de urmărire, implementarea funcției de reglare vizează urmărirea cât mai fidelă a unei mărimi externe, variabile în timp, numită *mărime de referință*, de către mărimea reglată.

$$|\varepsilon(t)| < a, \quad t \in (t_1, t_2]$$

Sistemele pneumatice de reglare automată sînt sisteme netede, cu o structură particulară, avînd o intrare și o ieșire. Aceasta caracteristică structurală valabilă atît în cazul aparatelor care formează „bucla de reglare automată”, cît și în cazul instalațiilor de automatizare complexă.

În fig. 4.9 este prezentată o asemenea structură de sistem de reglare automată, care cuprinde:

IA — procesul reglat, T — traductorul, EE — elementul de execuție, R — regulatorul (compensatorul) sistemului. Mărimile care intervin în sistemul din fig. 4.9. cu următoarea semnificație.

$u = x_u \in \mathbb{R}^1$ este comanda sistemului; $P = \mathbb{R}^n$ — starea sistemului; $y = F_e \in \mathbb{R}^1$ — mărimea măsurată sistemului; $V \in \mathbb{R}^v$ — perturbația; $z = P_e \in \mathbb{R}^1$ — calitatea sistemului; $w = X_w \in \mathbb{R}^1$ — mărimea de execuție a sistemului; $r = P_r \in \mathbb{R}^1$ — referința (consemnul) sistemului; $\varepsilon = F_e = F_r - F_e$ — eroarea sistemului pneumatic.

Prin particularizarea ecuațiilor (4.12) procesul reglat liniar sau liniarizat este descris prin modelul următor:

$$\begin{aligned} \dot{P} &= AP + bx + eV \\ P_e &= c^T \cdot P \end{aligned} \quad (4.13)$$

$$F_e = (S_e) \cdot P_e$$

$Z = y$ dacă nu ținem seama de unitățile de măsură ale celor două mărimi fizice.

În virtutea satisfacerii a celor patru ipoteze din teoria sistemelor dinamice, *problema reglării* are următorul conținut [4.7]:

PROBLEMA REGLĂRII: Pentru sistemul dinamic, neted, invariant, descris de ecuațiile (4.13) (model liniarizat), să se determine un sistem de forma:

$$\begin{aligned} \dot{P}_e &= A_e P_e + b_e F_e, \quad (P_e \in \mathbb{R}^{n_e}) \\ x_u &= f_e P_e + g_e \cdot F_e \end{aligned} \quad (4.14)$$

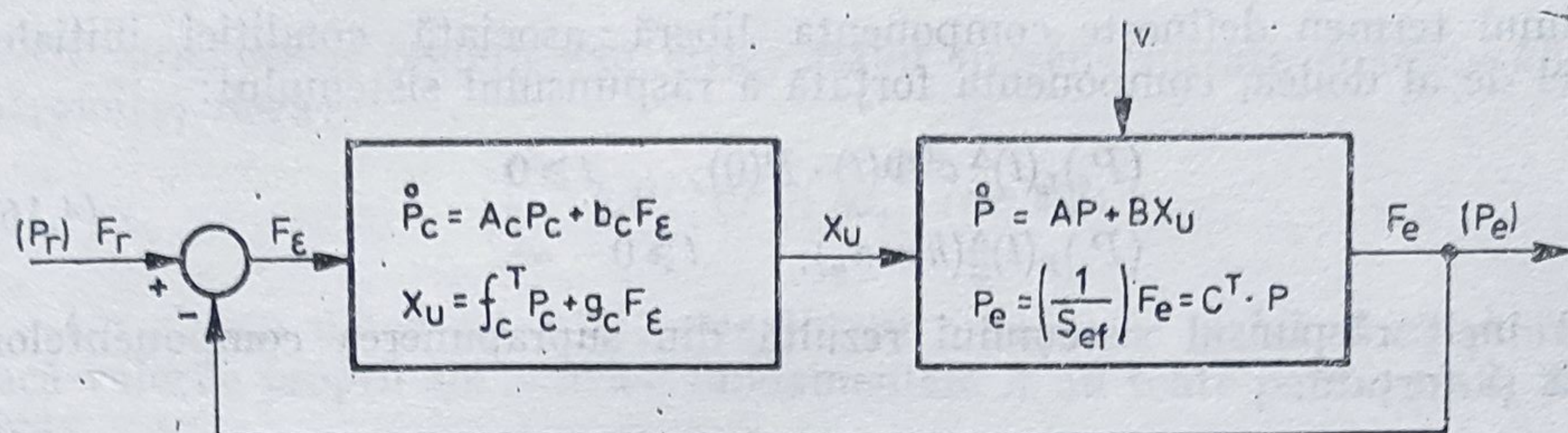


Fig. 4.10. Problema reglării în sistemele pneumatice.

numit (sistem) compensator, care are ca mărimi de comandă, eroarea sistemului F_e și ca mărime de ieșire comanda sistemului, astfel încât sistemul rezultat să satisfacă două condiții:

- (S) să fie intern asimptotic stabil, adică să fie un *compensator stabilizator*;
- (R) să fie îndeplinită *condiția de reglare* $\lim_{t \rightarrow \infty} \varepsilon(t) \rightarrow 0$, ori care ar fi pertur-

bația $v \in \mathcal{U}$ și referința $F_r \in \mathcal{F}_r$, ceea ce caracterizează un *compensator regulator* (pe scurt, regulator).

Structura sistemului de reglare automată (pneumatic) este prezentată în fig. 4.10.

Pentru aprecierea performanțelor sistemelor de reglare automată se vor utiliza indicatorii sintetici definiți cu ajutorul răspunsului indicial al sistemului. În cele ce urmează se va utiliza răspunsul indicial măsurat pe calitate (presiune de ieșire), deoarece în tehnica automatizărilor pneumatice aparatele de măsurat sînt etalonate în unități de presiune și nu în unități de forță. În acest scop, deși caracterizarea intrare-stare-ieșire oferă avantajele esențiale ale formulării riguroase (4.12) (4.14), generale, a problemei reglării, în analiza performanțelor este utilă caracterizarea comportării intrare/ieșire a sistemului neted liniarizat.

În particular, comportarea ieșirii sistemului (A, b, c) are expresia [4.7.1]

$$P_e(t) = c^T \Phi(t) P_{(0)} + \int_0^t h(t - \tau) x_u(\tau) d\tau, \quad t \geq 0 \quad (4.15)$$

unde:

$\Phi(t) \triangleq e^{At} (t \in \mathbb{R})$ este matricea fundamentală a sistemului dinamic (pneumatic);

$h(t) \triangleq c^T(t) \Phi(t) b \quad (t \in \mathbb{R})$ — funcția pondere.

Dacă se utilizează funcția denumită răspunsul cauzal la impuls (funcția pondere) al sistemului (A, b, c^T) :

$$h_c(t) \triangleq \begin{cases} 0, & t < 0 \\ h(t), & t \geq 0 \end{cases}$$

atunci prin utilizarea produsului de convoluție, comportarea intrare-ieșire poate fi descrisă prin ecuația:

$$P_e = c^T(t) \Phi(t) \cdot P_{(0)} + (h_c * x_u) \quad t > 0, \quad (t \in \mathbb{R})$$

Primul termen definește componenta liberă asociată condiției inițiale, iar cel de al doilea, componenta forțată a răspunsului sistemului:

$$\begin{aligned}(P_e)_L(t) &\triangleq c^T \Phi(t) \cdot P(0), & t \geq 0 \\ (P_e)_F(t) &\triangleq (h * x_u), & t \geq 0\end{aligned}\tag{4.16}$$

astfel încît răspunsul sistemului rezultă din suprapunerea componentelor liberă și forțată.

$$(P_e)(t) = (P_e)_L(t) + (P_e)_F(t), \quad t \geq 0$$

Prin definiție, *funcția de transfer* asociată sistemului (A, b, c^T) , este funcția, de variabilă complexă, obținută ca transformata Laplace a funcției pondere.

$$H(s) = \mathcal{L}[h_c(t)]$$

În unele lucrări [4.11], se mai folosește o definiție larg răspîdită pentru funcția de transfer privită ca raportul dintre transformata Laplace a mării de ieșire și transformata Laplace a mării de intrare, în condiții inițiale nule:

$$H(s) = \frac{\mathcal{L}[F_e(t)]}{\mathcal{L}[x_u(t)]} \Big|_{P(0) = 0}\tag{4.17}$$

Un interes special suscită, pentru definirea performanțelor sistemului de reglare automată, comportarea intrare/ieșire față de o intrare standard denumită *treaptă unitară*:

$$u(t) = 1(t), \quad t \in \mathbb{R}$$

Răspunsul forțat al sistemului se mai numește și *răspuns indicial*, iar componenta permanentă este în raport cu treapta unitară:

$$(P_e)_p(t) = H(0), \quad t \geq 0$$

care poate fi interpretat ca factor de amplificare asociat sistemului.

O proprietate calitativă, asociată comportării sistemului dinamice, este *Stabilitatea* [4.7.].

DEFINIȚIE: Un sistem (A, b, c^T) se numește:

a. *stabil* (intern) dacă există $M > 0$, astfel încît:

$$\|\Phi(t)\| < M, \quad \forall t \geq 0$$

b. *asimptotic stabil* (intern), dacă

$$\Phi(t) \rightarrow 0 \text{ cînd } t \rightarrow \infty$$

c. *stabil* (extern sau stabil în sens intrare mărginită/ieșire mărginită), dacă există $M > 0$, astfel încît:

$$|h_c(t)| \leq M, \quad \forall t \geq 0$$

d. *strict stabil* (extern sau strict stabil în sens intrare mărginită/ieșire mărginită) dacă:

$$\int_{-\infty}^0 |h_c(t)| dt < \infty, \quad (t \in \mathbb{R})$$

Un sistem neted (A, b, c^T) este intern asimptotic stabil dacă și numai dacă valorile proprii ale matricii fundamentale A au toate partea reală negativă.

Dacă sistemul este extern strict stabil [4.7.], atunci în cazul intrărilor polinomiale sau armonice, răspunsul forțat se desface într-o componentă tranzitorie și o componentă permanentă de același tip cu intrarea.

Exemplul 4.3. Pentru un sistem caracterizat prin funcția de transfer $H(s) = \frac{K_A}{1 + \tau s}$, căruia i se aplică o treaptă unitară.

$$x_u(t) = 1(t)$$

se obține răspunsul forțat de forma:

$$[P_e(t)]_F = \left[\frac{K_A}{s(1 + \tau s)} \right] = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{K_A}{s} - \frac{K_A}{s + 1/\tau} \right]$$

$$[P_e(t)]_F = K_A(1 - e^{-t/\tau}), \quad t \geq 0$$

Prin definiție:

$P_{ep}(t) = H(0) = K_A, t \geq 0$ este componenta permanentă iar:

$(P_e)_L(t) = -K_A e^{-t/\tau}, t > 0$ este componenta tranzitorie.

$$\left. \frac{d}{dt} [P_e(t)]_F \right|_{t=0+} = K_A/\tau$$

unde τ se numește *constanta de timp*, iar $K_A = H(0)$ este *factorul de amplificare* asociat sistemului.

În fig. 4.11, *a* este reprezentat răspunsul indicial al sistemului.

Pentru un sistem (pneumatic) dinamic, neted, strict stabil extern, forma răspunsului indicial poate fi caracterizată prin următorii parametri sintetici (fig. 4.11, *b*):

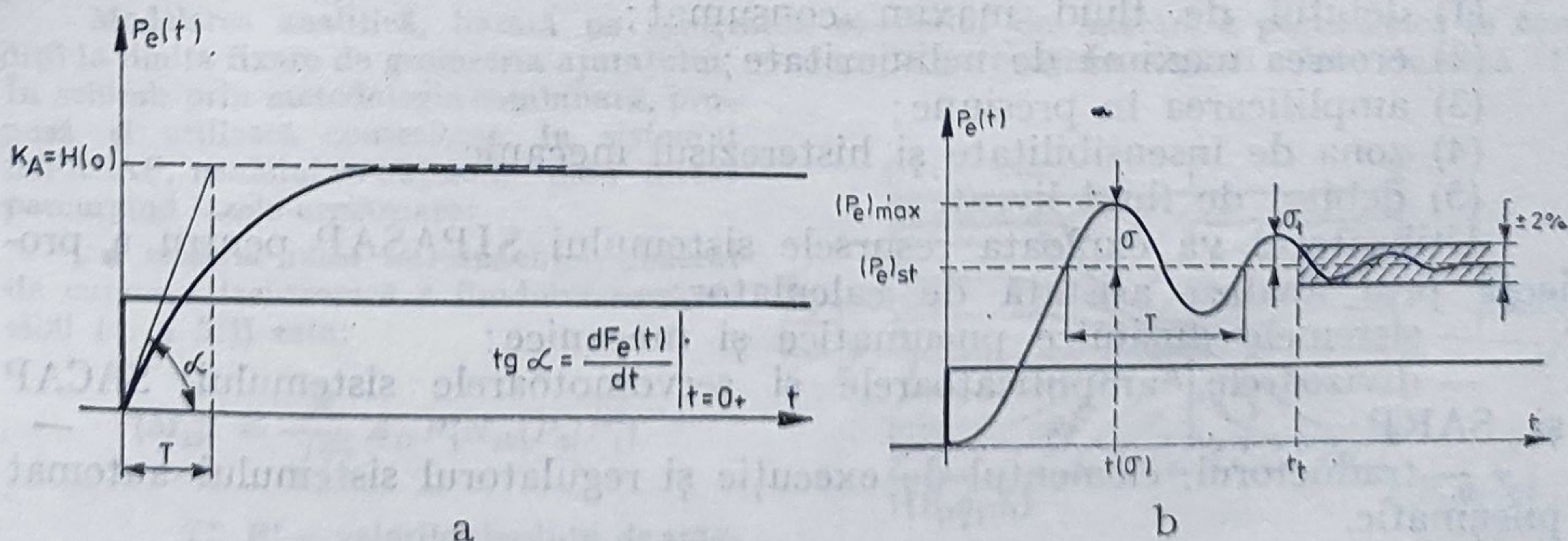


Fig. 4.11. Caracteristica indicială a sistemelor pneumatice:
a — sistem de ordin unu; *b* — sistem de ordin doi.

(1) *supraurmărirea* denumită și *suprareglare*:

$$\sigma = \frac{(P_e)_{max} - (P_e)_{st}}{(P_e)_{st}} \cdot 100(\%) \quad (4.18)$$

înregistrată în momentul t_σ , unde $(P_e)_{st} = \lim_{t \rightarrow \infty} P_e(t)$ este valoarea de regim staționar a răspunsului;

(2) *indicele de oscilație*, definit ca modificarea relativă a amplitudinii a două depășiri succesive de același semn a valorii de regim staționar:

$$\Psi = \frac{\sigma - \sigma'}{\sigma} = 1 - \delta \quad (4.19)$$

unde δ se înumește *decrementul* răspunsului indicial;

(3) *durata regimului tranzitoriu* (t_t) determinată pentru momentul de timp în care:

$$|P_e(t) - (P_e)_{st}| \leq 0,02 (P_e)_{st}, \quad t < t_t \quad (4.20)$$

(4) *perioada oscilațiilor* (T) sau *pulsația* ($\omega = 1/T$), definită pentru răspunsurile oscilant amortizate;

(5) *numărul de oscilații* (N) ale răspunsului oscilant amortizat reprezentînd numărul finit de ori în care răspunsul traversează componenta staționară;

(6) Pentru aprecierea calității reglării în regim staționar se întrebuintează drept criteriu de performanță *eroarea staționară*

$$\epsilon_{st} \triangleq \lim_{t \rightarrow \infty} \epsilon(t) \quad (4.21)$$

În proiectarea sistemelor de reglare automată pneumatice, fie că este vorba despre un aparat cu reacție negativă, un bloc funcțional cu reacție negativă sau o instalație automatizată pneumatică cu reacție negativă de măsurare, criteriile de calitate de mai sus se cer aplicate consecvent și riguros.

În proiectarea blocurilor funcționale fără reacție (amplificatoare, servomotoare), incluse în sistemele SACAP și SARP, vor fi folosite criteriile specifice, ca de exemplu:

- (1) debitul de fluid maxim consumat;
- (2) eroarea maximă de neliniaritate;
- (3) amplificarea în presiune;
- (4) zona de insensibilitate și histerezisul mecanic;
- (5) debitul de fluid livrat.

Utilizatorul va exploata resursele sistemului SIPASAP pentru a proiecta prin analiză asistată de calculator:

- sistemele dinamice pneumatice și mecanice;
- divizoarele, amplificatoarele și servomotoarele sistemului SACAP și SARP;
- traductorul, elementul de execuție și regulatorul sistemului automat pneumatic.

În final el va simula funcționarea întregii „bucle” de reglare pneumatice, în mediu software.

4.3. Construcția modelelor analitice

Modelarea fenomenelor complexe care însoțesc curgerea fluidului compresibil se bazează în general, pe aplicarea următoarelor legi de conservare [4.13], [4.14]:

- conservarea masei de fluid într-un volum de control;
- conservarea momentului cinetic într-un volum de control;
- principiul I al termodinamicii (ecuația de energie);
- principiul II al termodinamicii.

În completare, ecuația de stare a fluidului permite corelarea proprietăților lui termodinamice, iar deplasarea sarcinilor mecanice este guvernată de postulatul al II-lea al mecanicii newtoniene, astfel încât modelele vor include:

- ecuația de stare a fluidului din volumul de control;
- postulatul II al dinamicii.

Pentru proiectarea asistată de calculator a echipamentelor de automatizare pneumatice în prezenta lucrare s-a optat pentru o simplificare controlată a modelelor, date fiind următoarele argumente:

- (1) *Domeniile relativ reduse de variație a parametrilor de stare ai fluidului:*

— presiuni: $\{(1,013) 10^5 \text{ Pa}, 8 \cdot 10^5 \text{ Pa}\}$.

Alegerea domeniului de semnal unificat analogic cuprins între $\{1,2 \times 10^5 \text{ Pa} \text{ și } 2 \times 10^5 \text{ Pa}\}$ optimizează consumul de gaz comprimat, pierderile pe rețeaua de distribuție, întârzierile provocate de acumulările în camerele pneumatice și de transmisia în linii de interconexiune, pe de o parte, și efectele compresibilității pe de altă parte.

— temperaturi $\{250-350\} \text{ K}$

- (2) *Modelarea comportării componentelor pneumatice* (rezistențe, camere linii) evidențiază un fenomen principal, descriptibil printr-un model ideal, simplificat, însoțit de o seamă de efecte secundare. Trecerea la un model real se poate realiza prin ponderarea modelului ideal cu coeficienți globali, identificabili experimental. Prin această „tehnică” se realizează o partajare optimă între modelarea analitică (modele ideale) și identificarea experimentală (modele reale).

Exemplul 4.4. Se consideră curgerea printr-o rezistență pneumatică turbulentă tip ajutoraj (fig. 4.12).

Modelarea analitică, bazată pe integrarea ecuațiilor de mișcare a particulelor în condiții la limită fixate de geometria ajutorajului, conduce la un program a cărui rulare durează 11". În schimb prin metodologia combinată, propusă și utilizată consecvent în sistemul SIPASAP, modelul se obține în mod direct parcurgând fazele următoare:

• *modelul ideal* al rezistenței, generat de curgerea izentropică a fluidului compresibil (v. § 5.1) este:

$$(\dot{M}_{12}) = \frac{K}{\sqrt{T_1^*}} A_{12} P_1^* N_{12} (P_2/P_1^*)$$

T_1^*, P_1^* — valorile absolute, de staționare, ale temperaturii respectiv presiunii din amonte.

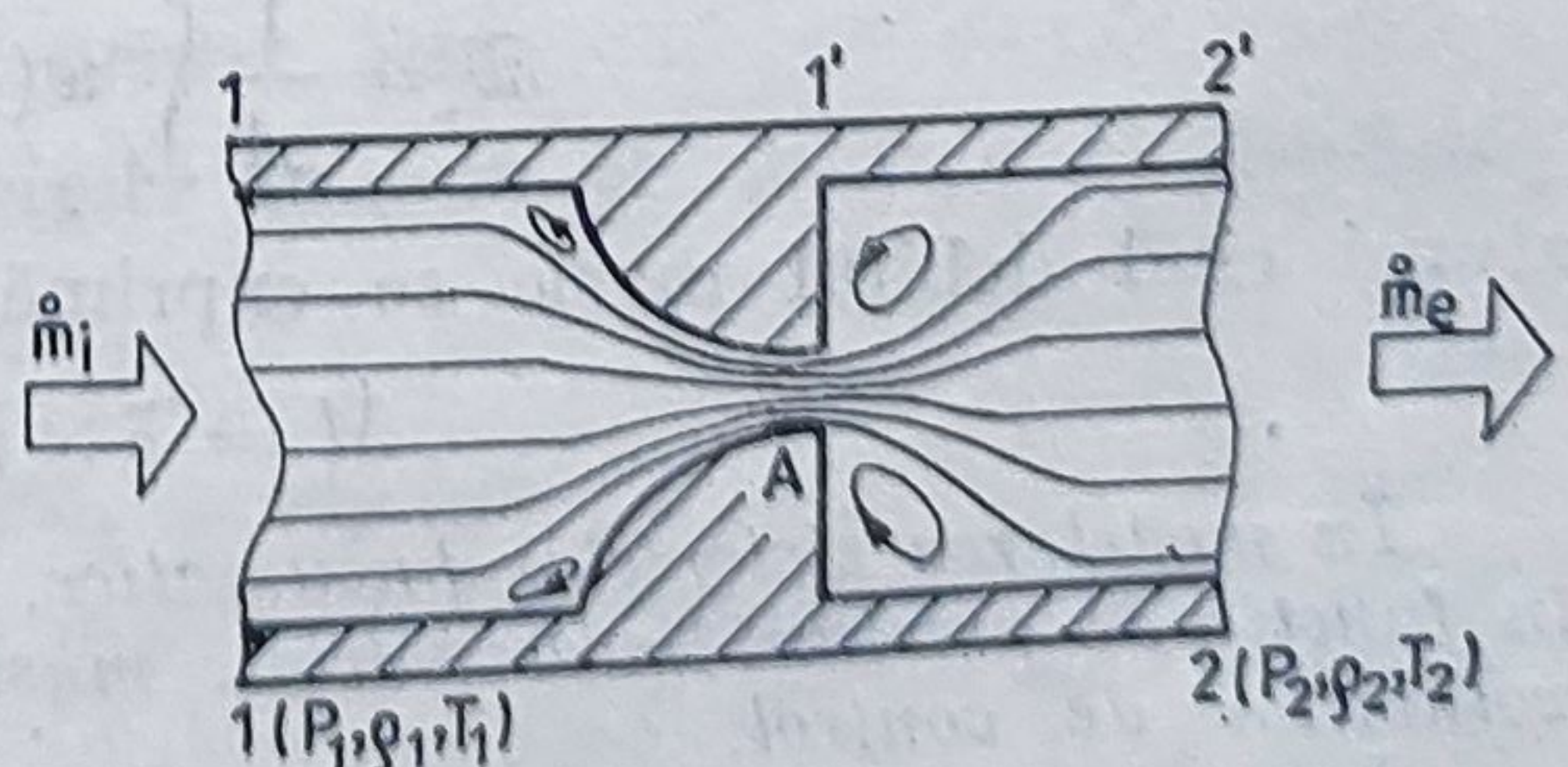


Fig. 4.12. Rezistență pneumatică turbulentă tip ajutoraj.

- identificarea experimentală a coeficientului de debit α_{12} .
- modelul real al rezistenței pneumatice, înglobând „informația” experimentală, este (v. § 5.1):

$$\dot{M}_{12} = \frac{K}{\sqrt{T_1}} \alpha_{12}(P_2/P_1) \cdot P_1 \cdot N_{12}(P_2/P_1) \cdot A_{12}$$

unde: P , T_1 sînt presiunea statică, respectiv temperatura statică din amonte de ajutaț; P_2 — presiunea statică din aval; A_{12} — secțiune minimă de trecere prin ajutaț; $K = 0,04041$ — un coeficient dimensional (SI), iar $\alpha_{12}(P_2/P_1)$ — valoarea coeficientului de debit determinat experimental și interpolat liniar pentru valorile intermediare ale raportului presiunilor.

(3) *Validarea modelelor* scrise pentru componentele sistemelor pneumatice trebuie să țină cont de posibilitățile de măsurare (cu precizie) a mărimilor fizice care intervin în model.

Măsurarea distribuțiilor de presiune, temperatură, viteză, în secțiunile transversale de curgere este foarte complexă, dificilă și costisitoare prin tehnicile de similitudine care impun construirea modelului la o scară mărită a componentei analizate [4.15].

Validarea modelelor sistemelor pneumatice trebuie să se bazeze pe măsurări de:

- presiuni medii (statice) în regim staționar (precizie $\pm 0,2\%$) și în regim tranzitoriu (precizie $\pm 5\%$);
- debite masice (precizie $\pm 0,1\%$);
- temperaturi medii ale gazului (precizie $\pm 0,5K$);
- deplasări (precizie $\pm 0,001 \cdot 10^{-3} m$);
- forțe (precizie $\pm 0,5 N$);

4.3.1. Simplificarea modelelor de curgere

Construirea modelelor analitice ale componentelor (și prin concatenare a sistemelor pneumatice) se sprijină pe o serie de ipoteze simplificatoare.

(I.1) *Curgerea fluidului compresibil are loc în aproximare unidimensională*, ceea ce presupune o variație neglijabilă a proprietăților fluidului în secțiunea normală pe direcția lui de curgere (fig. 4.13). Ipoteza distribuției cuasiuniforme a presiunii statice în secțiunea transversală este valabilă pentru regimul de curgere permanentă dar viteza, temperatura și densitatea înregistrează variații importante.

Pentru respectarea ipotezei I1, în modele se vor folosi valorile medii. Pentru viteză, această modificare este posibilă:

$$\bar{w} = \frac{1}{A} \int_A w(\rho, \theta) d\rho d\theta$$

atunci cînd debitul masic se exprimă sub forma:

$$\dot{M} = \bar{\rho} \times \bar{w} \times A \quad (4.22)$$

În modelarea sistemelor pneumatice, ecuațiile diferențiale vor fi exprimate în funcție de presiuni medii, debite masice și temperaturi medii pe secțiunile volumelor de control.

Ipoteza curgerii unidimensionale dă satisfacții în numeroase probleme de modelare în care aria normală se schimbă gradat și relativ puțin de la o

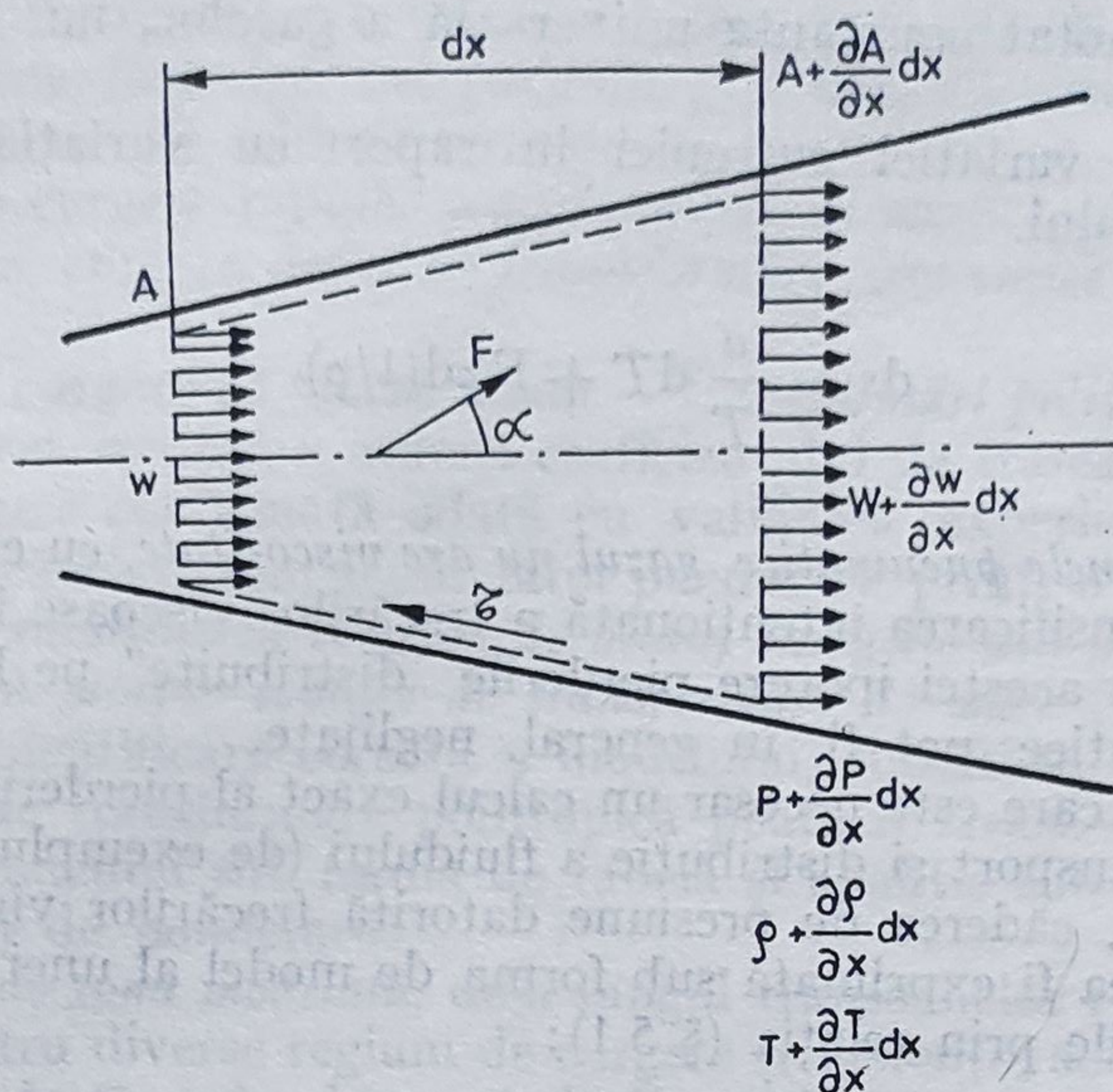


Fig. 4.13. Volum de control pentru scrierea ecuațiilor de conservare în curgerea compresibilă, unidimensională.

secțiune la alta, iar raza de curbură a conductei este relativ mare în raport cu diametrul efectiv de trecere al tubului de curent. Dacă însă geometria canalului se schimbă discontinuu (difuzoarele restricțiilor), ipoteza nu mai este valabilă. În aceste condiții soluția adoptată a fost de a delimita volumul de control suficient de departe față de discontinuitatea geometrică, astfel încât în aceste secțiuni variațiile (w , ρ , T) să fie neglijabile (fig. 4.13). În aceste cazuri, valorile α_{12} , coeficienții de pondere experimentali, introduși în modelul ideal, vor exprima, în mod real, relația între debit și presiuni, temperaturi și densități medii. În cazul concret al difuzorului existent la ieșirea din ajutoraj, volumul de control este cuprins între secțiunile [1—1] și [2—2] înglobând în modelul unei singure componente (rezistența pneumatică) atât modelul ideal al curgerii izentropice prin ajutoraj, cât și efectele secundare din ajutoraj (frecări vâscoase, vena contracta, etc.).

(I. 2) În sistemele pneumatice, mediul fluid este un gaz perfect, ceea ce este justificat în domeniul de variație al presiunilor și temperaturilor la care lucrează echipamentele pneumatice de automatizare [4.16]. În aceste condiții rezultă:

— invariația raportului căldurilor specifice ale fluidului:

$$\kappa = c_p/c_v \quad (1,4 \text{ pentru aer});$$

— dependența univariabilă a energiei interne și, respectiv, entalpiei specifice, în raport cu temperatura:

$$du = c_v dT \quad (4.23)$$

$$dh = c_p dP = Tds + 1/\rho dP; \quad (4.24)$$

— corelarea parametrilor de stare prin ecuația termică de stare a gazelor perfecte:

$$PV = \frac{M}{\mu} RT = MRT \quad (4.25)$$

unde prin \mathcal{R} s-a notat constanta universală a gazelor, iar prin R raportul \mathcal{R}/μ .

— dependența variației entropiei în raport cu variația temperaturii și densității fluidului.

$$ds = \frac{a}{T} dT + R \rho d(1/\rho) \quad (4.26)$$

(I. 3) În sistemele pneumatice, gazul nu are viscozitate, cu excepția zonelor de curgere cu intensificarea intenționată a frecărilor vâscoase în fluid (tuburi capilare). Conform acestei ipoteze pierderile „distribuite” pe liniile de interconexiune pneumatice pot fi, în general, neglijate.

În situația în care este necesar un calcul exact al pierderilor de presiune într-o rețea de transport și distribuție a fluidului (de exemplu, alegerea ventilelor de reglare), căderea de presiune datorită frecărilor vâscoase ale fluidului real va putea fi exprimată sub forma de model al unei rezistențe adiționale, exprimabile prin relația (§ 5.1):

$$P_1 - P_2 = \lambda \frac{L}{D} \frac{1}{2g} \cdot \frac{\dot{M}^2}{A^2 \rho^2} \quad (4.27)$$

Coeficientul de proporționalitate λ (echivalent coeficientului de debit rezistențelor pneumatice), depinde de regimul de curgere laminar sau turbulent și de rugozitatea pereților conductei.

Dacă curgerea se desfășoară în condiții de laminaritate

$$Re = \frac{\rho w D_H}{\eta} < (Re)_{\lim}$$

atunci ρ este o constantă egală cu valoarea: $\rho = 64/Re$.

Dacă ipoteza este infirmată într-o zonă relativ restrînsă de curgere, fluidul va fi considerat real și newtonian, viscozitatea depinzînd de temperatură conform formulei Sutherland [4.14]

$$\eta(T) = \eta(273 \text{ K}) \left(\frac{385}{T + 112} \right) \left(\frac{T}{273} \right)^{3/2} \quad (4.28)$$

(I.4) Banda de frecvențe a semnalelor pneumatice este foarte redusă (de ordinul herților pentru aparatura analogică și de ordinul zecilor de herți pentru cea logică), astfel încît fenomenele acustice (100–20.000 Hz) sînt neglijabile. În consecință formarea și propagarea undelor de șoc, a undelor staționare, etc. nu se include în modelele sistemelor pneumatice.

Această ipoteză are rolul de a valida și prezumția inițială (v. §.4.1) asupra modelelor finit-dimensionale ale sistemelor pneumatice. Circuitele pneumatice elementare sînt circuite cu parametrii concentrați.

(I. 5) În sistemele pneumatice, mediul fluid este conducător căldură, curgerea fluidului compresibil fiind însoțită de fenomene de schimb termic între aerul comprimat, pereții rețelei și mediul ambiant. Deoarece modelarea fe-

nomenului de propagare ar contrazice forma (4.9), (4.12) (4.13) a modelelor finit-dimensionale, fără derivate-parțiale, prin această ipoteză se vor echivala următoarele situații de schimb termic:

— zone de curgere rapidă: *transformări adiabatică*: $PV_n = K_{AD}$

— zone de curgere lentă — *transformări izotermice* sau de stagnare: $PV = K_{IZ}$

— zone de curgere cu viteze medii — *transformări politropice* $PV^n = K_{POL}$

Prin alegerea optimă a valorii coeficientului de transformare politropică n (1; 1,4), alegere confirmată odată cu validarea experimentală (indirectă) a încărcării/descărcării unui acumulator pneumatic printr-o rezistență (v. §.5.2) devine posibilă substituirea ecuației de bilanț energetic din modelarea sistemelor pneumatice prin simple ecuații de transformare de stare [4.17].

Pentru o identificare corectă a modelului, subliniem faptul că valoarea coeficientului de transformare politropică poate fi aleasă ca parametru (determinat experimental sub forma de tabelă și analitic sub formă de polinom de aproximare) de ponderare:

— *funcție de zona modelată*, de-a lungul transoanelor rețelei pneumatice, diferențiat pentru diverse regiuni de curgere (rezistențe, acumulatori, linii);

— *funcție de timp* în decursul desfășurării unui proces tranzitoriu (de exemplu încărcarea unei camere $n = \varphi(t)$).

Coeficientul politropic are un rol similar coeficientului de debit al rezistențelor pneumatice în ponderea modulelor ideale pentru regimul tranzitoriu al camerelor și al liniilor pneumatice. Acest coeficient trebuie determinat experimental, cu precizia impusă de proiectul concret.

În sistemele pneumatice, mediul fluid este un mediu elastic compresibil, prin care propagarea semnalelor de presiune se face cu viteză finită (a), conform fig. 4.14.

$$a^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho} \right)_{s = \text{constant}} \quad (4.29)$$

astfel încît:

$$a = \sqrt{\kappa P / \rho} = \sqrt{\kappa R T} \quad (4.30)$$

(340 m/sec, aer la $T = 288$ K)

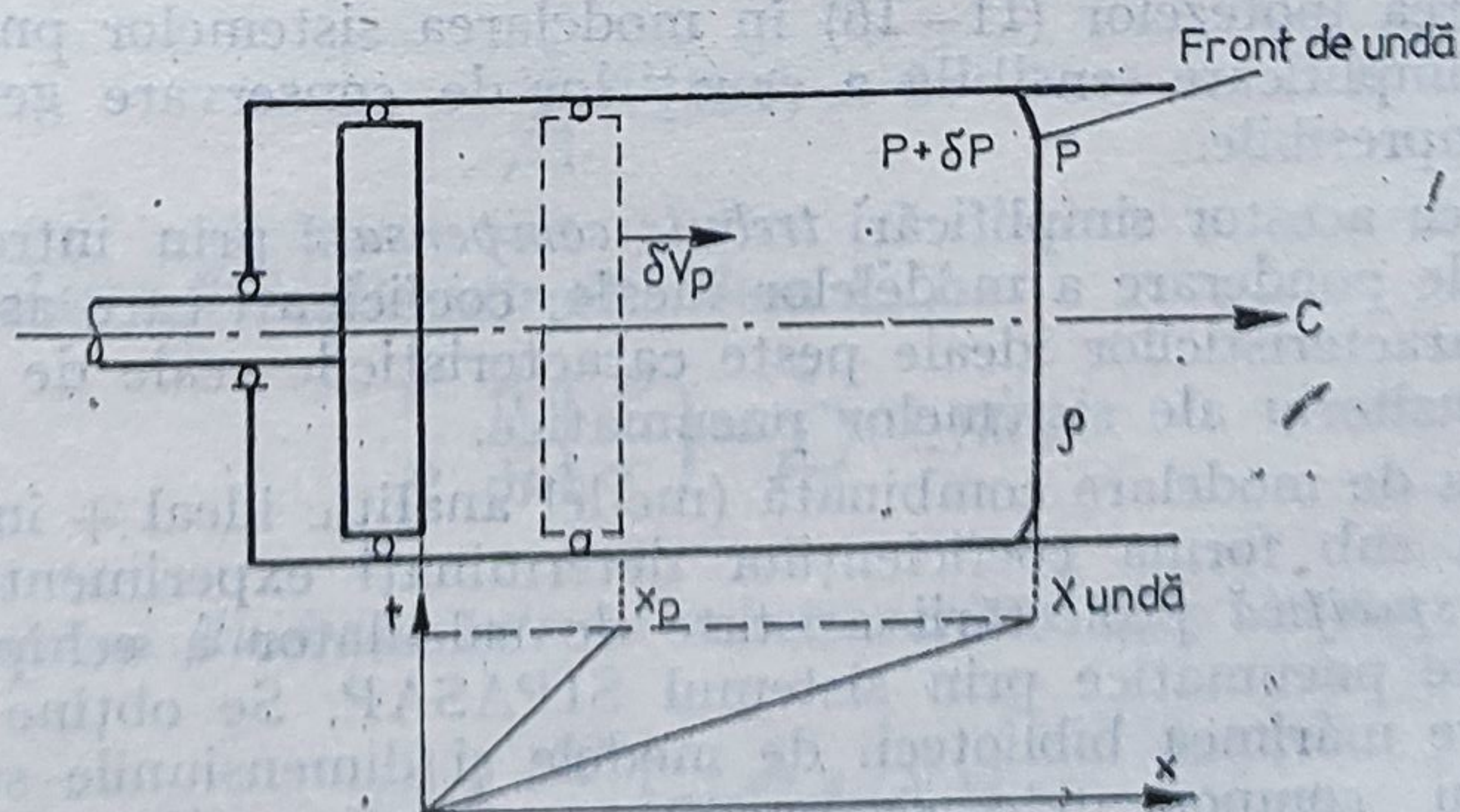


Fig. 4.14. Propagarea semnalelor acustice în mediu compresibil.

Datorită compresibilității gazului variațiile densității fluidului, funcție de presiune și temperatură, impun ca mărime fizică care satisface ecuația de conservare a materiei, *debitul masic*.

Gradul de compresibilitate, pentru un regim precizat de presiuni și temperaturi, se apreciază global prin criteriul de similitudine, sintetic exprimat de numărul Mach:

$$\text{Mach} \triangleq \frac{\tilde{w}}{a} = \tilde{w} \sqrt{\kappa R T} \quad (4.31)$$

În modelarea rezistențelor pneumatice se folosește cu succes o extensie a numărului Mach, definit în funcție de viteza medie w în secțiunea transversală. Dacă exprimăm viteza medie la trecerea fluidului prin rezistență cu relația (§.5.1):

$$\tilde{w}_{12} = \frac{\text{Mach}_{12}}{\rho_2 A} = KR \left(\frac{P_1}{P_2} \cdot \frac{T_2}{\sqrt{T_1}} \right) N_{12}(P_2/P_1) \quad (4.32)$$

atunci numărul Mach global, asociat curgerii compresibile prin rezistența pneumatică, este calculabil prin expresia:

$$\text{Mach}_{12} = K \sqrt{\frac{R}{\kappa}} \cdot \sqrt{\frac{T_2}{T_1} \frac{P_1}{P_2}} N_{12} \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (4.33)$$

În sistemele pneumatice pentru echipamentele de automatizare, aerul comprimat are un grad de compresibilitate ridicată la trecerea prin rezistențele pneumatice, înregistrându-se:

- regimuri de curgere subsonice (subcritice) $M_{12} \in (0, 2; 1)$;
- regimuri de curgere sonice (critice) $M_{12} = 1$;
- regimuri de curgere supersonice (supracritice) $M_{12} (> 1)$.

4.3.2. Particularizarea legilor de conservare pentru sistemele pneumatice

Asumarea ipotezelor (I1—I6) în modelarea sistemelor pneumatice conduce la o simplificare sensibilă a ecuațiilor de conservare generale pentru fluidele compresibile.

Aplicarea acestor simplificări *trebuie compensată* prin introducerea unor coeficienți de ponderare a modelelor ideale, coeficienți care asigură „suprapunerea” caracteristicilor ideale peste caracteristicile reale de regim permanent și tranzitoriu ale sistemelor pneumatice.

Tehnica de modelare combinată (model analitic ideal + informație experimentală sub forma coeficienților determinați experimental) este *compatibilă și specifică* proiectării asistate de calculator a echipamentelor de automatizare pneumatice prin sistemul SIPASAP. Se obține o repartizare optimă între mărimea bibliotecii de modele și dimensiunile structurilor de date pentru componentele sistemelor pneumatice (rezistențe, camere, linii).

1) *Legea conservării masei fluidului*

Pentru volumul de control din fig. 4.15, conservarea masei fluidului se exprimă prin ecuația de continuitate în ipotezele menționate [4.17]:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho w A) = 0 \quad (4.34)$$

În regim permanent $\partial \rho / \partial t = 0$, și ecuația exprimă conservarea debitului masic de fluid.

$$\dot{M} = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_2 w_2 A_2 = \rho w A = \text{constant} \quad (4.35)$$

O altă formă de scriere, mai interesantă în modelarea sistemelor pneumatice, este legată de transcrierea aceleiași legi de conservare pentru volumul de control din fig. 4.15:

$$\int_v \rho \, d\tau = \text{constant}$$

astfel încît:

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.36)$$

Variația masei de fluid compresibil din volumul de control este numeric egală cu suma (algebrică) a debitelor masice care străbat suprafața de control. Convenim să asociem semnul (+) debitelor care „intră” în volumul de control și contribuie la creșterea masei de fluid acumulate în interior.

Formele particulare ale ecuației (4.36) sînt următoarele:

a) *În absența acumulării (V_c neglijabil sau în regim permanent):*

$$\sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j = 0 \quad (4.37)$$

b) *Acumularea fluidului într-un volum V_e fix:*

$$\frac{V}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{T} \right) = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.38)$$

c) *Acumularea fluidului într-un volum variabil (fig. 4.24):*

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{PV}{RT} \right) = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.39)$$

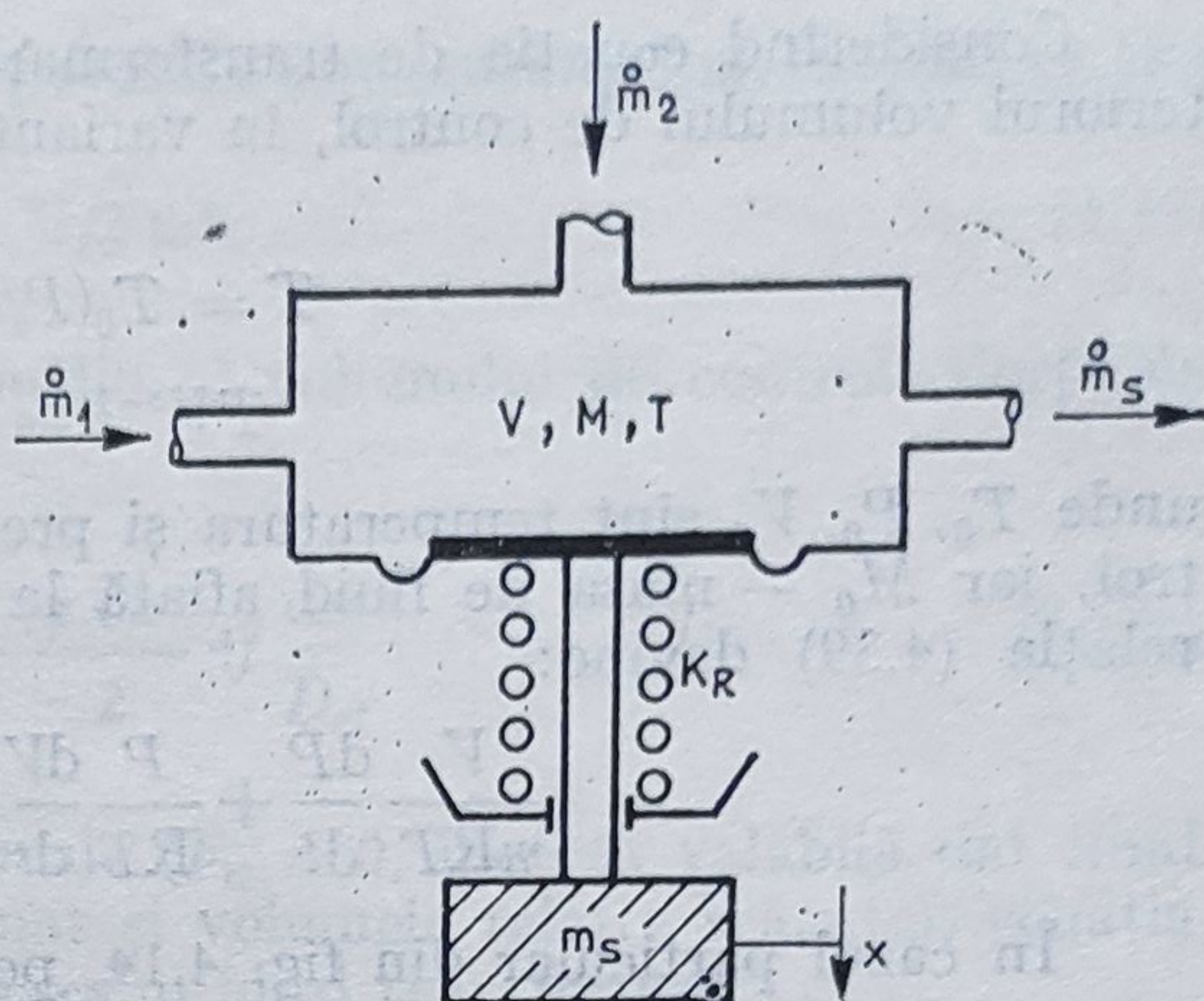


Fig. 4.15. Cameră pneumatică de acumulare a fluidului compresibil.

1) *Legea conservării masei fluidului*

Pentru volumul de control din fig. 4.15, conservarea masei fluidului se exprimă prin ecuația de continuitate în ipotezele menționate [4.17]:

$$A \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho w A) = 0 \quad (4.34)$$

În regim permanent $\partial \rho / \partial t = 0$, și ecuația exprimă conservarea debitului masic de fluid.

$$\dot{M} = \rho_1 w_1 A_1 = \rho_2 w_2 A_2 = \rho w A = \text{constant} \quad (4.35)$$

O altă formă de scriere, mai interesantă în modelarea sistemelor pneumatice, este legată de transcrierea aceleiași legi de conservare pentru volumul de control din fig. 4.15:

$$\int_v \rho \, d\tau = \text{constant}$$

astfel încît:

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.36)$$

Variația masei de fluid compresibil din volumul de control este numeric egală cu suma (algebrică) a debitelor masice care străbat suprafața de control. Convenim să asociem semnul (+) debitelor care „intră” în volumul de control și contribuie la creșterea masei de fluid acumulate în interior.

Formele particulare ale ecuației (4.36) sînt următoarele:

a) În absența acumulării (V_c neglijabil sau în regim permanent):

$$\sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j = 0 \quad (4.37)$$

b) Acumularea fluidului într-un volum V_e fix:

$$\frac{V}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{P}{T} \right) = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.38)$$

c) Acumularea fluidului într-un volum variabil (fig. 4.24):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{PV}{RT} \right) = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.39)$$

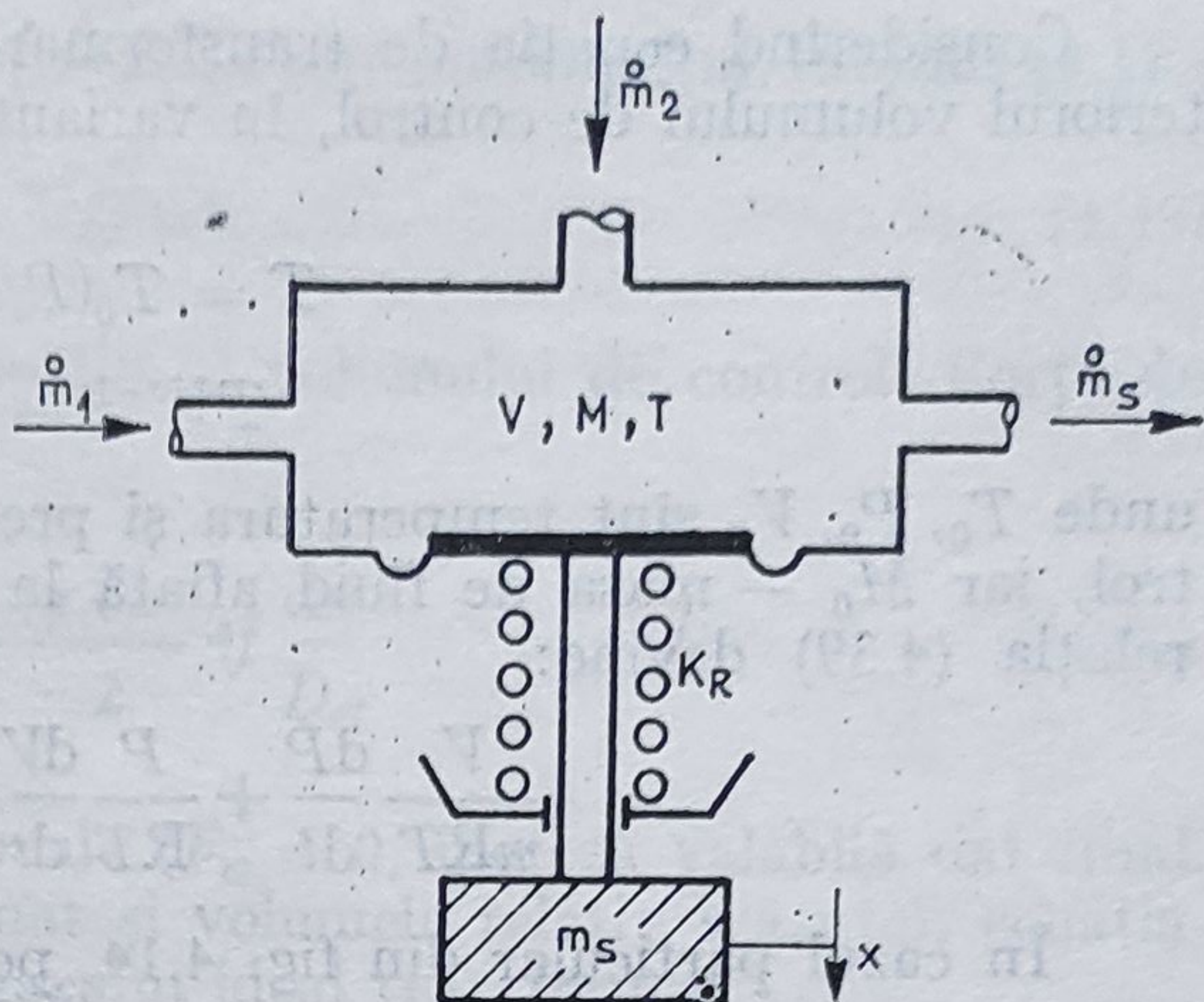


Fig. 4.15. Cameră pneumatică de acumulare a fluidului compresibil.

Considerînd ecuația de transformare politropică pentru fluidul din interiorul volumului de control, în variantele:

$$T = T_0 (P/P_0)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4.40)$$

$$TV^{n-1} = T_0 V_0^{n-1} \quad (4.41)$$

unde T_0, P_0, V_0 sînt temperatura și presiunea inițiale din volumul de control, iar M_0 — masa de fluid aflată la începutul procesului de acumulare, relația (4.39) devine:

$$\frac{V}{nRT} \frac{dP}{dt} + \frac{P}{RT} \frac{dV}{dt} = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.42)$$

În cazul particular din fig. 4.14, pentru care:

$$V = V_0 + S_e \cdot x \quad (4.43)$$

și

$$K_R x = S_e \cdot P \quad (4.44)$$

astfel încît:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{S_e^2}{K_R} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (4.45)$$

ecuația de conservare se scrie, în final, sub forma:

$$\frac{1}{nRT} \left(V + \frac{n+1}{n} \frac{S_e^2}{K_R} P \right) \cdot \frac{dP}{dt} = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.46)$$

Notînd prin V^* expresia $V + \frac{n+1}{n} \cdot P \cdot S_e/K_R$, pe care îl numim *volum redus*, se obține expresia generală a conservării masei de fluid comprimabil:

$$\frac{V^*}{nRT} \frac{dP}{dt} = \sum_{j=1}^n (\pm) \dot{M}_j \quad (4.47)$$

Observații

a) Din interpretarea relațiilor (4.37) și (4.47) rezultă faptul că *legea conservării masei de fluid* joacă, în modelarea sistemelor pneumatice, un rol similar legii conservării sarcinii electrice. În particular, ecuația (4.37) este echivalentă teoremei Kirchhoff I din analiza rețelilor electrice în regim permanent.

b) Plecînd de la relațiile (4.38 — 4.47) analogia electro-pneumatică $\dot{M} \sim i$ este întrutotul validată.

2) Legea conservării momentului

Forma generală a ecuației de conservare pentru aproximația de curgere unidimensională din volumul de control (fig. 4.15) este în regim nepermanent [4.17]:

$$-A \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{A \rho w^2}{2} \left(\frac{4f}{D_H} \right) + F_G \rho A \cos \alpha = \frac{\partial}{\partial t} (\rho w A) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho A w) \quad (4.48)$$

unde prin f s-a notat coeficientul de frecare convențional al tubului [4.11]:

$$f = \tau / 1/2 w^2 \quad (4.49)$$

iar prin D_H — diametrul hidraulic mediu al volumului de control. Forța de frecare vîscoasă are expresia:

$$dF_f = - \frac{\rho A w^2}{2} 4f \frac{dx}{D_H} \quad (4.50)$$

Dacă neglijăm forțele gravitaționale ($F_g = 0$, ipoteză valabilă dat fiind densitatea redusă a gazului comprimat și volumele relativ scăzute), ecuația (4.48) capătă, în condițiile ipotezei gazului ideal (I5), forma:

$$(I) \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (\text{ecuația Euler}) \quad (4.51)$$

În regim permanent, ecuația de conservare a momentului se reduce (în absența forțelor disipative și de greutate) la ecuația Bernoulli [4.12]:

$$\frac{1}{\rho} dP + w dw = 0 \quad (4.52)$$

sau sub forma integrală:

$$\left. \int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} + \frac{w^2}{2} \right| = \text{constant pe tubul de curent} \quad (4.53)$$

Integrarea relației (4.53) depinde de specificul transformării de stare, astfel încît pentru o transformare politropică în raport cu condițiile de curgere: $(P_1, T_1) \rightarrow (P_2, T_2)$, se obține ecuația:

$$(II) \quad \frac{nRT_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) = \text{const.} \quad (4.54)$$

În cazul particular al unei transformări izotermice de stare, pe care ar suferi-o fluidul în volumul de control, ecuația (4.54) devine:

$$(II') \quad RT_1 \ln \frac{P_2}{P_1} + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2) \Big| = \text{constant} \quad (4.55)$$

Legea conservării momentului particularizată sub forma (4.54, 4.55) este utilizată în modelarea curgerii ideale prin rezistențele pneumatice cu restricționare locală a curgerii, în timp ce relația (4.50) stă la baza modelului rezistenței cu intensificarea frecărilor vîscoase.

3) Legea conservării energiei fluidului (principiul I al termodinamicii)

Respectînd convenția din termodinamică potrivit căreia căldura adăugată este pozitivă, iar lucrul mecanic efectuat asupra sistemului este negativ, ecuația generală este:

$$du = dQ - dL$$

Prin explicitarea lucrului mecanic asupra fluidului din volumul de control se obține, în curgerea unidimensională, expresia particulară (fig. 4.21):

$$\frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} = \frac{du}{dt} + \dot{M}_2 \left(h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 \right) - \dot{M}_1 \left(h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 \right) \quad (4.55)$$

În particular, în sistemele pneumatice bilanțul energetic interesează îndeosebi modelarea motoarelor din rețelele elementare [4.13].

Ținînd seama de prezența camerei de acumulare (fig. 4.24), energiile cinetice și poziționale pot fi neglijate în expresia (4.55), astfel încît rezultă:

$$(III) \quad \frac{du}{dt} = \frac{c_p}{R} \frac{d}{dt} (PV) = c_p (T_1 \dot{M}_1 + T_2 \dot{M}_2 - T \dot{M}) - P \frac{dV}{dt} - \frac{dQ}{dt} \quad (4.56)$$

Mărimea necunoscută (analitic și experimental) este căldura Q schimbată de fluid prin pereții rețelei de curgere. Calculul transferului de căldură este dificil de înglobat în modelul analitic al sistemului pneumatic, deoarece:

a) mișcarea fluidului în volumul de control (componentă importantă în bilanțul termic) variază de la punctul la punct în procesul de amestecare care are loc;

b) temperatura pereților trebuie cunoscută ca o funcție de timp, ea depinzînd de temperatura ambiantă, de circulația curenților de aer din exterior, de radiație, etc., precum și de capacitatea lor calorică.

În cazurile speciale de proiectare a unor echipamente de acționare pneumatică, pentru care transferul de căldură afectează profund rezultatele, deși teoretic este posibilă aplicarea unor metode analitice [4.14], se recomandă utilizarea unor tehnici experimentale pe standuri adecvat dotate.

Pentru majoritatea problemelor de proiectare din pneumatică, modelarea sistemelor dinamice se poate sprijini pe una dintre următoarele trei ipoteze simplificatoare:

(1) temperatura T din volumul de control este constantă;

(2) în volumul de control fluidul suferă o transformare politropică:

$$T = T_A (P/P_A)^{\frac{n-1}{n}};$$

(3) în volumul de control nu are loc nici un transfer de căldură, (decî $Q = 0$).

Primele două cazuri (proces izoterm sau politrop) converg spre acceptarea ipotezei simplificatoare (15). În această situație ecuația (4.56) nu mai intervine în construcția modelului sistemului pneumatic, deoarece utilizarea ecuației de stare este echivalentă cu impunerea unei anumite funcții de timp pentru căldura transferată Q , astfel încît să rezulte dependența dorită

dintre mărimile de stare ale fluidului din volumul de control, corelate prin ecuația politropei.

Aplicând ecuația de conservarea masei fluid sub forma (4.46) pentru volumul din fig. 4.15, se obține:

$$P \frac{dV}{dt} = RT(\dot{M}_1 + \dot{M}_2 - \dot{M}) - \frac{1}{n} V \frac{dP}{dt} \quad (4.57)$$

De asemenea ecuația (4.56) se reduce, prin utilizarea transformării de stare, la forma:

$$P \frac{dV}{dt} = RT \left(\frac{T_1}{T} \dot{M}_1 + \frac{T_2}{T} \dot{M}_2 - \dot{M} \right) - \frac{1}{\kappa} V \frac{dP}{dt} - \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{dQ}{dt} \quad (4.58)$$

Prin egalarea membrului drept din ecuațiile (4.57), (4.58) se obține:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{1}{n} - \frac{1}{\kappa} \right) V \frac{dP}{dt} + R(T_1 - T) \dot{M}_1 + R(T_2 - T) \dot{M}_2 \right] \quad (4.59)$$

Dacă procesul este izentropic ($n = \kappa$), relația (4.59) devine:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R(T_1 - T) \dot{M}_1 + (T_2 - T) \dot{M}_2 \quad (4.60)$$

• Pentru un proces izentropic (umplere rapidă) este necesară introducerea unei cantități de căldură în volumele de control ale elementului motor, dacă debitele incidente (\dot{M}_1, \dot{M}_2) sînt toate nenule și nu este necesar un aport de căldură dacă acestea sînt nule sau există debite emergente ($\dot{M} \neq 0$).

Pentru un proces izoterm (umplerea foarte lentă), $n = 1$ ecuația (4.58) se scrie:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dP}{dt} + \frac{\kappa R}{\kappa - 1} [(T_1 - T) \dot{M}_1 + (T_2 - T) \dot{M}_2] \quad (4.61)$$

unde temperatura T din volumul de control este constantă și nu în mod obligatoriu egală cu temperatura debitelor de fluid incidente ($T_1 \neq T, T_2 \neq T$).

• Dacă presiunea din interiorul camerei este constantă ($\frac{dP}{dt} = 0$) și

$T_1 = T$, se observă că nu este necesar un transfer de căldură pentru a menține temperatura constantă în interiorul volumului, în timp ce elementul motor se deplasează (mișcarea membranei sau pistolului pneumatic cu viteză constantă, la sarcină constantă, în condițiile în care temperatura fluidului din volum este identică cu temperatura sursei de alimentare).

• Dacă presiunea din cameră este constantă și nu există decît extracție de fluid prin debitele emergente ($\dot{M}_2 \neq 0$), atunci nu este necesar transfer de căldură pentru a menține temperatura constantă în volumul de control.

• Dacă presiunea este constantă, dar prin debitele incidente fluidul care intră nu are aceeași temperatură cu fluidul din interiorul volumului,

atunci este necesar transferul de căldură (prin pereții elementului se va extrage căldura pentru răcirea fluidului când $T_i > T$ sau se va adăuga căldura pentru încălzirea lui dacă sursa are temperatura inferioară consumatorului).

• Dacă temperatura este constantă, dar presiunea crește în interiorul camerei, trebuie extrasă căldură și viceversa.

Observațiile precedente sînt importante calitativ, dar pentru construirea modelelor de sisteme pneumatice reprezentarea analitică a transferului de căldură și includerea ecuațiilor de forma (4.56) este dificilă și puțin exactă.

În consecință, în faza preliminară de formulare a problemei de proiectare asistată de calculator a unui aparat sau dispozitiv pneumatic se va opta, în urma analizei condițiilor particulare de funcționare, pentru una dintre situațiile simplificate.

(1) $Q \neq 0$, dar ecuația de conservare a energiei se substituie în model prin ecuația de transformare politropică a stării fluidului. Valorile coeficientului n vor fi alese astfel încît să rezulte cea mai bună aproximare a efectelor globale în regim staționar și tranzitoriu.

(2) $Q = 0$, corespunzător unei izolări termice a volumului de control sau — unui proces de acumulare care se desfășoară atît de rapid, încît transferul de căldură (proces lent) poate fi ignorat. Modelul de sistem pneumatic va include ecuația energetică, în accepțiunea desfășurării unui proces adiabatic rapid reversibil ideal

$$P \frac{dV}{dt} = RT \left(\sum_{i=1}^n \frac{T_i}{T} \dot{M}_i - \sum_{j=1}^m M_j \right) - \frac{V}{\kappa} \frac{dP}{dt} \quad (4.62)$$

Experimental s-a dovedit [4.15] că ipoteza procesului reversibil izentropic conduce la erori de modelare sub 10 %, ceea ce în proiectarea sistemului pneumatic este neglijabil. Ipoteza este cu atît mai acoperitoare cu cît variațiile parametrilor (P , T) sînt mai mici în raport cu valorile lor de regim permanent. Ori, cu excepția acționărilor bipoziționale aceasta este situația în funcționarea reală a echipamentelor de automatizare pneumatice.

În lucrările de specialitate [4.16], [4.17] se propun și alte metodologii de rezolvare analitică a acestei complexe probleme privitoare la înglobarea unei forme de ecuații de bilanț energetic derivate din principiul întîi al termodinamicii în modelele de proiectare ale echipamentelor pneumatice. Scrierea lor pentru aproximarea unidimensională a curgerii fluidului compresibil rămîne o problemă deschisă.

4) Principiul II al termodinamicii

Permite definirea unui proces ideal și în consecință a gradului de imperfecțiune al proceselor reale care au loc în sistemele pneumatice.

Acest principiu, în oricare formă de transcriere analitică, nu este înglobat în construcția modelelor de proiectare asistată de calculator, dar el constituie un criteriu de apreciere al „idealizării” procesului real. Pentru un proces

ireversibil $(ds) > \frac{dQ}{T}$ viteza de degradare a energiei poate fi măsurată în funcție de variația de entropie.

În cazul particular în care transferul de căldură este neglijabil ($Q = 0$) și procesul este ireversibil adiabatic, variația de entropie a unui gaz perfect poate fi evaluată din cunoașterea presiunilor sau temperaturilor la începutul (P, T_1) și respectiv sfârșitul transformării [4.18]:

$$\Delta s = M c_v \left(\frac{\kappa - n}{n} \right) \ln \frac{P_1}{P_2} \quad (4.63)$$

Înlocuind expresia căldurii specifice la volum constant prin

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1}$$

se obține:

$$\Delta s = MR \left[\frac{\kappa - n}{n(\kappa - 1)} \right] \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.64)$$

Ireversibilitatea implică $\Delta s > 0$, astfel încît $1 < n < \kappa$ ceea ce semnifică procese de expandare (detentă) a gazului (în procesele de comprimare $n > \kappa$). Variația maxim posibilă de entropie la trecerea gazului ideal din P_1 în P_2 se obține pentru $n = 1$ (proces izotermice) și ea poate reprezenta un criteriu de apreciere al gradului cel mai ridicat de ireversibilitate.

În context se definește *gradul de ireversibilitate* al procesului prin expresia [4.18]:

$$\delta_{iR} = \frac{\kappa - n}{n(\kappa - 1)} \quad (4.65)$$

Dacă procesul care are loc în sistemul pneumatic este adiabatic, atunci ($n = \kappa$) și $\delta_{iR} = 0\%$ ireversibilitate, iar dacă procesul este izotermic ($n = 1$) $\delta_{iR} = 100\%$.

Ponderea modelelor ideale prin coeficienți identificabili experimental ar căpăta următoarea semnificație generală pentru proiectarea asistată de calculator a sistemelor pneumatice:

Fiind dat un proces real care urmează a fi modelat, să se aleagă valorile optime ale coeficienților de ponderare α_i și n_i , introduși în modelele ideale de curgere și acumulare a fluidului compresibil, astfel încît să rezulte cea mai bună aproximare a gradului de ireversibilitate al procesului.

Atît coeficienții de debit α_i , cît și coeficienții politropelor de transformare de stare pot fi comunicați sistemului de proiectare asistată de calculator sub formă tabelară în funcție de regimul de presiuni și temperaturi sau sub forma explicită a unor polinoame de interpolare.

5) Postulatul II al dinamicii

Aplicat în construcția modelelor de sisteme pneumatice, furnizează ecuațiile de completare la nivelul ieșirilor și intrărilor de natură mecanică.

Pentru fiecare ieșire a sistemului, forța activă dezvoltată de presiunea fluidului dintr-o cameră de acumulare înzestrată cu element elastic (mem-

brană, silfon) sau mobil poziționează o sarcină mecanică inerțială $\left(M_s \frac{d^2 x_e}{dt_e^2}\right)$ învingînd în general următoarele forțe rezistente:

- (I) forțe de sarcină F_s ;
- (II) forțe de frecare coulombiană (uscată) F_f ;
- (III) forțe de frecare vîscoasă (proporționale cu viteza)

$$F_v = B_v dx_e/dt$$

- (IV) forțe elastice $F_k = K_R x_e$;
- (V) forțe aerodinamice dezvoltate de fluidul eșapat asupra obturatorilor F_a ;
- (VI) „forțe” de compresibilitate reprezentînd echivalentul mecanic al efectului respectiv de micșorare a volumului specific la creșterea presiunii în camera de acumulare.

Ecuția dinamică care modelează efectele acestor forțe active și rezistente are forma:

$$P_e S_e = \left[M_s \frac{d^2 x_e}{dt^2} + B_v \frac{dx_e}{dt} + K_R x_e \right] + F_s + F_f + F_A + F_c \quad (4.66)$$

Extrapolînd din teoria circuitelor electrice noțiunea de impedanță, se definește ca impedanță mecanică de ieșire a sistemului mecanic mărimea (obținută prin transformata Laplace):

$$Z_M(s) = M_s s^2 + B_v s + K_R \quad (4.67)$$

$$\text{Notînd } F_{\Sigma E} = F_s + F_f + F_A + F_c, \quad (4.68)$$

ecuația (4.68), valabilă pentru ieșirea (mecanică) a unui sistem pneumatic, are forma finală:

$$P_e(s) S_e = Z_M(s) \cdot X_e(s) + F_{\Sigma E} \quad (4.69)$$

Elementele elastice din construcția aparatelor pneumatice nu au caracteristici liniare, dar modelul (4.69) este validat, în regim dinamic, pentru mici variații ale variabilelor în jurul unor puncte medii de funcționare și în această situație se va aplica, în mod consecvent, partajarea metodelor de analiză:

- analiza comportării modelelor neliniare în regim staționar;
- analiza comportării modelelor liniarizate în regim tranzitoriu.

În ceea ce privește comportarea sistemelor pneumatice pe intrările mecanice, modelul liniarizat (4.66) va fi transcris sub forma:

$$\sum_{i=1}^n F_i(s) = Z_M(s) \cdot X_I(s) + F_{\Sigma I} \quad (4.70)$$

unde: $F_i(s)$ este forța rezultantă care acționează asupra obturatorului montat pe intrarea respectivă; $F_{\Sigma I}$ — rezultanta forțelor rezistente de diferite naturi; $Z_M(s)$ — impedanța mecanică pe intrare, calculată în jurul unui punct mediu de funcționare pe caracteristica „nominală” a sistemului.

În cuprinsul lucrării se folosește termenul de sarcină mecanică în sensul perechii $[F, X]$, deoarece cunoașterea mărimilor respective este necesară și suficientă pentru a explicita, în regim staționar și în regim dinamic, comportarea ieșirii sau intrării respective a sistemului pneumatic.

În cazul însumării momentelor, care lucrează asupra obturatorilor rezistențelor turbulente, ecuația (4.70) devine:

$$\sum_{i=1}^n (\pm) F_i l_i = (J_s s^2 + B_{rot} s + K_{rot}) \frac{X(s)}{L} + M_{\Sigma I}(s) \quad (4.71)$$

4.4. Analiza topologică a circuitelor pneumatice elementare

Prin definirea componentelor \mathcal{R} , \mathcal{C} , \mathcal{L} , CNV din rețelele pneumatice elementare cu parametri concentrați, se deschide posibilitatea construirii unei teorii a circuitelor cu fluide compresibile. Un asemenea demers metodologic prezintă o serie de particularități legate, pe de o parte, de caracteristicile topologice ale circuitelor pneumatice elementare și, pe de altă parte, de specificul modelelor neliniare, unele implicite (rezistențe pneumatice turbulente) ale componentelor de circuit.

(1) *Oricare rețea pneumatică elementară asigură curgerea fluidului între un punct sursă și unul sau mai multe puncte de refulare în atmosferă.*

Sursele de alimentare pneumatice sînt surse „de presiune” care imprimă fluidului o stare de „potențial” termodinamic $[P_s, T_s]$ numită *stare de stagnare* [4.17]. Dacă într-o asemenea zonă de stagnare nu are loc transfer de căldură și nu se efectuează lucru mecanic extern, ecuația energetică pentru aproximarea unidimensională a curgerii fluidului are forma particulară:

$$h + \frac{w^2}{2} + gz = h_0$$

unde h_0 este entalpia de stagnare a fluidului adus în stare de echilibru ($w = 0$) fără transfer de energie, printr-o transformare izentropică. De notat faptul că, deși entalpia de stagnare este constantă într-o zonă de curgere fără schimb energetic cu exteriorul (de exemplu zona rezistențelor turbulente), presiunile și temperaturile de stagnare diferă între secțiunea de intrare și respectiv de ieșire, datorită producerii de entropie în procesele ireversibile din timpul curgerii (fig. 4.16).

DEFINIȚIA 4.11. *Sursa de alimentare ideală pneumatică este o zonă din volumul de control al unei rețele pneumatice elementare în care sînt îndeplinite condițiile stării de stagnare $[h_s, P_s, T_s]$ pentru fluidul comprimat aflat în echilibru ($w = 0$).*

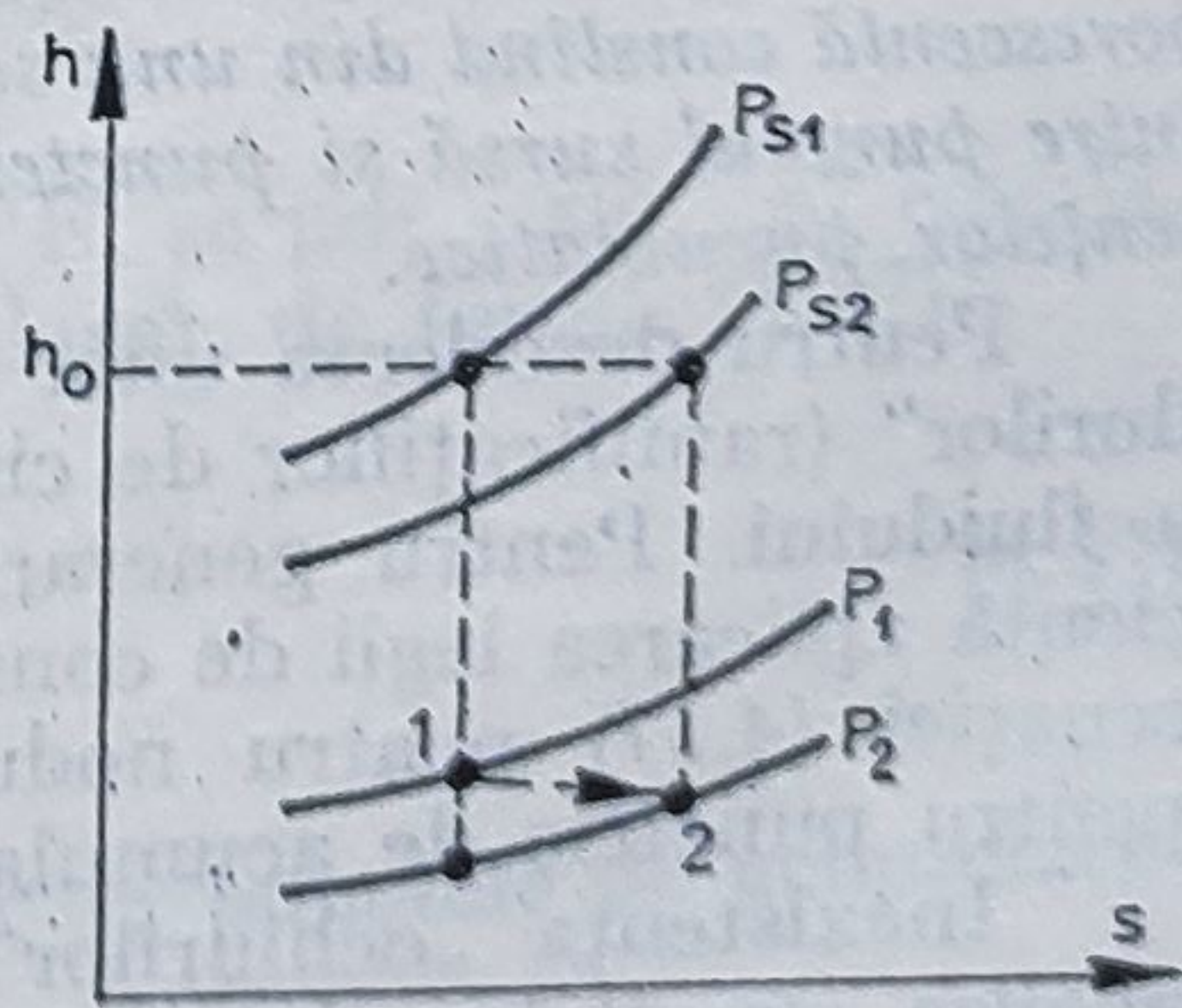


Fig. 4.16. Definirea stării de stagnare pentru sursele pneumatice de alimentare.

În practică, viteza fluidului în zona (11) — (22) nu este riguros nulă, dar ea este mult mai mică în raport cu viteza din canalul de alimentare ($w_0 \ll w_1$). În consecință, sursele circuitelor pneumatice sînt *surse reale*, în care nu există în mod ideal asigurată starea de stagnare. Cu cît raportul D_2/D_1 este mai mic cu atît sursa este mai aproape de condițiile ideale. Prin măsurări directe s-a determinat faptul că entru $D_1/D_2 > 2,5$, presiunea statică în zona de sursă diferă cu mai puțin de 1% față de presiunea de stagnare P_s [4.19]. În mod similar, prin respectarea unor asemenea condiții de proiectare, temperatura statică diferă cu mai puțin de 1%, față de temperatura de stagnare.

În proiectarea asistată de calculator a sistemelor automate pneumatice se vor considera *numai surse ideale de alimentare*. Valorile presiunii și temperaturii fluidului în condițiile de sursă vor putea fi determinate ulterior, prin măsurări directe, efectuate în zona de stagnare a rețelei pneumatice.

Fluidul compresibil variază între două „potențiale”, de alimentare și respectiv, de eșapare, cu producere de entropie în zonele de curgere în care se desfășoară procese ireversibile.

(2) *Oricare rețea pneumatică elementară are o structură topologică arborescentă (deschisă), alimentată unipolar de la o sursă ideală $[P_s, T_s]$ și legată într-unul sau mai multe puncte de masă $[P_0, T_0]$ la atmosferă.*

Prima consecință a structurii topologic particulare a rețelelor de curgere pneumatice (deci a circuitelor pneumatice elementare) este existența unei „căi” de curgere permanente a fluidului între punctul de sursă și punctul de masă. De la această regulă fac excepție „arcurile” pneumatice și amplificatoarele pneumatice cu consum intermitent (clasă C) (v. cap. 6). Regimul permanent al unui aparat pneumatic este *univoc determinat* de „căderile” de presiune pe rezistențele pneumatice existente pe „căile” de curgere sursă-masă.

Pe de altă parte, din experiența construcției de echipamente de automatizare pneumatice rezultă că montarea rezistențelor pneumatice în paralel este foarte rar întîlnită, cu excepția tuburilor capilare (rezistențe laminare) legate în paralel pentru creșterea debitului de fluid. Explicația trebuie căutată în faptul că rezistențele turbulente pneumatice, spre deosebire de cele electrice, sînt caracterizate prin modele neliniare, astfel încît teoremele de compunere a rezistențelor legate în serie sau în paralel nu mai conduc la reguli simple ca în analiza circuitelor electrice lineare.

DEFINIȚIA 4.12. *Divizorul de presiune este o structură topologică arborescentă constînd din una sau mai multe căi de curgere permanentă a fluidului între punctul sursă și punctele de masă, căi formate din cuplarea serie a rezistențelor pneumatice.*

Pentru descrierea unor structuri de tip divizor se propune listarea „nodurilor” (ramificațiilor de circuit) ale CPE-ului și a „punctelor” de acumulare a fluidului. Pentru generarea modelelor matematice este necesară și suficientă aplicarea legii de conservare a masei de fluid (v. § 4.3.2.1) sub forma ecuației (4.37) pentru nodurile circuitului și, respectiv, sub forma (4.47) pentru punctele de acumulare.

Inexistența „ochiurilor” de circuit elimină ecuațiile similare celor din analiza circuitelor electrice [4.6].

(3) *Oricare rețea pneumatică elementară conține rezistențe pneumatice turbulente, fixe și variabile, ale căror modele sînt nu numai neliniare, dar și implicite.*

Modelul neliniar al unei rezistențe pneumatice are forma (§ 5.1):

$$\dot{M}_{12} = \frac{K}{\sqrt{T_1}} [P_1 N_{12}(P_1, P_2)] \cdot (\alpha_{12} A_{12})$$

Prin liniarizare în jurul unui punct mediu $\{\bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{T}_1, \bar{\dot{M}}_{12}\}$, de regim staționar, modelul rezistenței turbulente devine:

$$\dot{m}_{12} = \left\{ \left[1 + K_{12}(\bar{P}_1, \bar{P}_2) \right] \frac{\bar{\dot{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \right\} P_1 - \left[K_{12}(\bar{P}_1, \bar{P}_2) \frac{\bar{\dot{M}}_{12}}{\bar{P}_2} \right] P_2$$

Deoarece egalitatea coeficienților variațiilor de presiune din amonte și respectiv aval:

$$\frac{1 + K_{12}}{\bar{P}_1} = \frac{K_{12}}{\bar{P}_2}$$

are o singură soluție particulară: $\bar{P}_2/\bar{P}_1 = 0,003$, modulul liniarizat în primă variație nu permite explicitarea rezistenței pneumatice turbulente.

$$\mathcal{R} \triangleq \frac{p_1 - p_2}{\dot{m}_{12}} \neq \frac{\bar{P}_1}{\bar{\dot{M}}_{12}} \cdot \frac{1}{(1 + K_{12})}$$

Prin folosirea teoremei de descompunere a aparatelor pneumatice de automatizare în circuite elementare al căror model sistemic este nedecompozabil dar a căror structură topologică este simplă, se obține o selecție a metodelor de analiză structurală pentru sistemele pneumatice.

Construcția modelelor matematice pentru circuitele pneumatice elementare apelează la următoarele abordări:

- 1) metoda ecuațiilor diferențiale;
- 2) metoda grafurilor de semnale (sau scheme bloc);
- 3) metoda grafurilor procedurale.

4.4.1 Analiza CPE pe baza ecuațiilor diferențiale

Pentru o structură topologică dată a unui CPE, se pot scrie „n” ecuații de debite în punctele de ramificație (fără acumulare), de forma (4.37):

$$\sum_{i=1}^{q_1} (\pm) \dot{M}_i = 0, \quad (4.37)$$

precum și „m” ecuații de debite, de forma (4.47), în punctele de acumulare:

$$\frac{V^*}{nRT} \frac{dP_k}{dt} = \sum_{i=1}^{q_2} (\pm) [\dot{M}_i - \dot{M}_{i+1}] \quad (4.47)$$

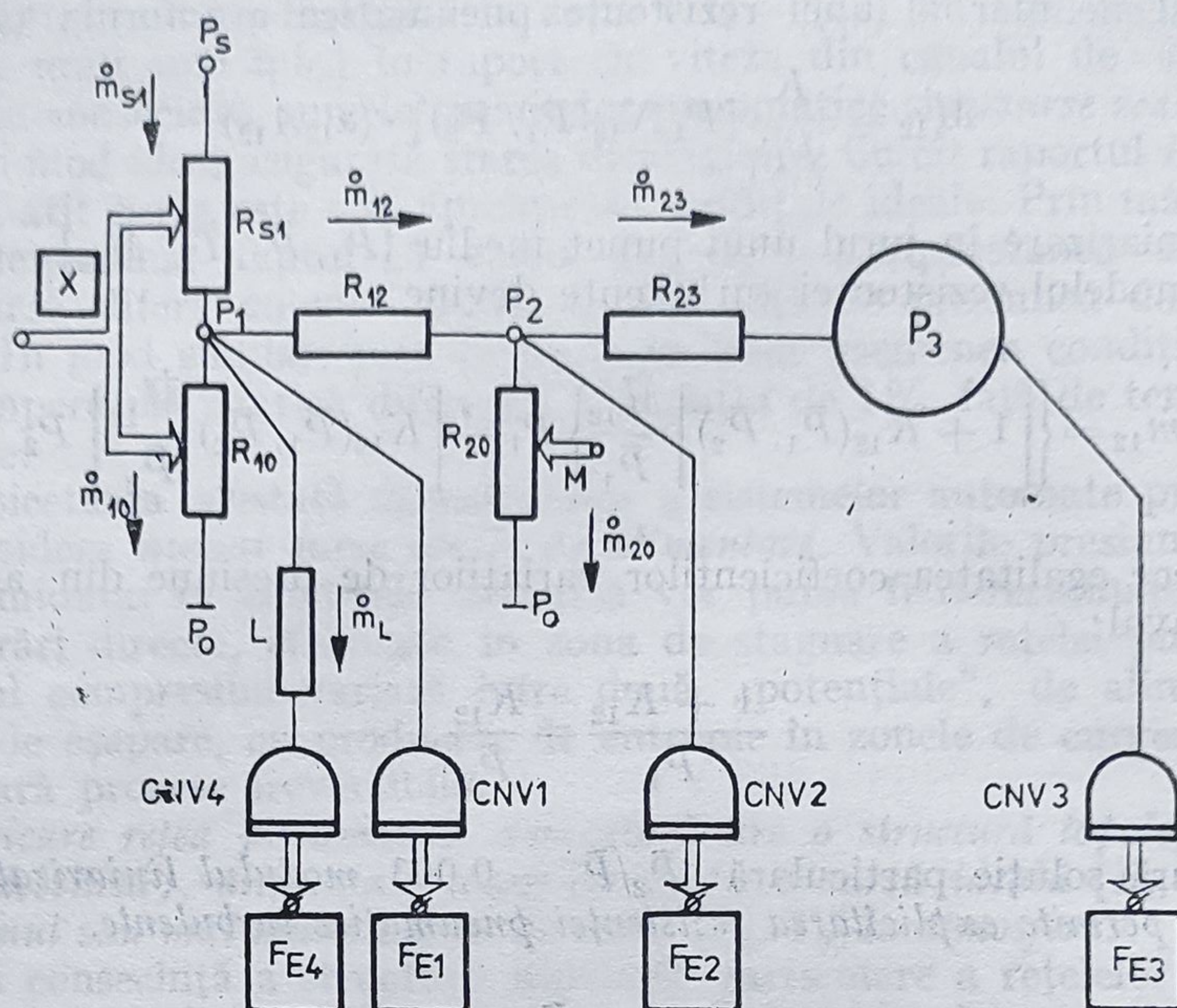


Fig. 4.17. Circuit pneumatic elementar utilizat în construcția regulatorului PI din exemplul 4.3.

Conform § 4.12, prin definirea vectorului de stare P , a vectorului de măsurare P_e și a comenzii X_u , sistemul pneumatic se poate scrie sub forma generală:

$$\begin{aligned}\dot{P} &= A(P, X_u) \\ P_e &= g(P)\end{aligned}\quad (4.9)$$

Modelul neliniar poate fi rezolvat pe calculator, eliminarea variabilelor intermediare (debitele masice) fiind întotdeauna posibilă.

Pe de altă parte, liniarizarea modelului (4.9) conduce la obținerea directă a sistemului de ecuații în primă variație, cu excepția încărcării/descărcării camerelor terminale, pentru care se forțează o soluție aproximativă pentru ecuația eminent neliniară (§ 5.2).

Exemplul 4.3. În fig. 4.17 este desenat un CPE utilizat în construcția reguletoarelor pneumatice PI cu banda de proporționalitate ajustabilă pneumatic.

Modelul matematic al CPE-ului, model obținut prin scrierea ecuațiilor de debite în punctele de ramificație și de acumulare, are forma:

$$\dot{M}_{s1} = \dot{M}_{10} + \dot{M}_{12} + \dot{M}_L$$

$$\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} + \dot{M}_{20}$$

$$\frac{V_3^*}{nRT_3} \cdot \frac{dP_3}{dt} = \dot{M}_{23}$$

$$\frac{d^2 P_4}{dt^2} = \omega_n^2 P_1 - \omega_n^2 P_4 - 2\zeta_n \omega_n \frac{dP_4}{dt}$$

Înlocuind expresiile debitelor masice (§ 5.1) și acceptînd ipoteza $T_S \approx T_1 \approx T_2 = T$, valabilă pentru rezistențele pneumatice turbulente, se obține:

$$P_S N_{S1}(P_S, P_1) \alpha_{S1} A_{S1}(x) - P_1 N_{10}(P_1, P_0) \alpha_{10} A_{10}(x) - P_1 N_{12}(P_1, P_2) \alpha_{12} A_{12} = \dot{M} \quad (a)$$

$$P_1 N_{11}(P_1, P_2) \alpha_{11} A_{11} = P_2 N_{20}(P_2, P_0) \alpha_{20} A_{20} + P_1 N_{23}(P_2, P_3) \alpha_{23} A_{23} \quad (b)$$

$$\frac{dP_3}{dt} = \frac{nKR \sqrt{T}}{V_3^*} \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{2n}} P_2 N_{23}(P_2, P_3) \alpha_{23} A_{23} \quad (c)$$

$$\frac{dDP_4}{dt} = \omega_n^2 P_1 - \omega_n^2 P_4 - 2\zeta_n \omega_n (DP_4) \quad (d)$$

$$\frac{dP_4}{dt} = DP_4 \quad (e)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 \dot{M}_L}{dt^2} + 2\zeta_n \omega_n \frac{d\dot{M}_L}{dt} + \omega_n^2 \dot{M}_L = K_L \frac{d^3 P_1}{dt^3} + 2K_L \zeta_N \omega_N \frac{d^2 P_1}{dt^2} + \\ + K_L \omega_N^2 \frac{dP_1}{dt} \end{aligned} \quad (f)$$

Sistemul pneumatic asociat CPE-ului din fig. 4.17 este caracterizat prin vectorul de stare:

$$P^T = [P_3 DP_4 P_4 \dot{M}_L D\dot{M}_L],$$

prin vectorul de măsurare

$$P_e^T = [P_1 P_2 P_4]$$

și prin comanda x .

Prezența în model a ecuației (f), pentru debitul care trece prin linie complică profund eliminarea variabilei intermediare \dot{M}_L , chiar în condițiile efectuării unei analize asistate de calculator.

Considerînd debitul \dot{M}_L neglijabil în raport cu \dot{M}_{S1} , \dot{M}_{10} și \dot{M}_{12} , se obține un sistem neliniar de forma:

$$\begin{cases} \frac{dP_3}{dt} = \left(\frac{nKR \sqrt{T}}{V_3^*} \right) \left(\frac{P_2}{P_3} \right)^{\frac{n-1}{2n}} P_2 N_{23} \alpha_{23} A_{23} \\ \frac{dP_4}{dt} = DP_4 \\ \frac{d(DP_4)}{dt} = \omega_n^2 P_1 - \omega_n^2 P_4 - 2\zeta_n \omega_n (DP_4) \\ P_S N_{S1} \alpha_{S1} A_{S1}(x) = P_0 N_{10} \alpha_{10} A_{10}(x) + P_1 N_{12} \alpha_{12} A_{12} \\ P_1 N_{12} \alpha_{12} A_{12} = P_2 N_{20} \alpha_{20} A_{20} + P_2 N_{23} \alpha_{23} A_{23} \end{cases}$$

Sub forma canonică sistemul pneumatic se scrie (ecuația 4.9):

$$\dot{P} = A(P, X_u)$$

$$P_e = g(P)$$

Avantajele metodei de analiză prin ecuații diferențiale, neliniare sînt legate de precizia modelării comportării CPE în regim tranzitoriu, precum și de exprimarea riguroasă a proceselor de încărcare/descărcare ale camerelor terminale prin rezistențe turbulente (modele neliniarizabile). Implementarea modelului neliniar pe calculator ridică probleme speciale de convergență a algoritmului de rezolvare.

O alternativă, utilă pentru proiectant, a metodei ecuațiilor diferențiale este reprezentată de metoda deducerii ecuațiilor liniarizate în prima variație. Dacă se consideră $P_s = \text{const.}$, $T_s = \text{const.}$, $P_0 = \text{const.}$ ecuațiile modelului liniarizat se scriu în domeniul complex sub forma:

$$\begin{aligned}
 & \bullet - \left[K_{s1}(\bar{P}_s, \bar{P}_1) - \frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{P}_1} \right] p_1(s) + \left[\frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{P}_{s1}} \frac{\partial A_{s1}}{\partial x} \right] x(s) = \\
 & = [(1 + K_{10}(\bar{P}_1, \bar{P}_0)) \frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{P}_1} p_1(s) + \left[\frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{P}_{10}} \frac{\partial A_{10}}{\partial x} \right] x(s) + \\
 & + \left[(1 + K_{21}) \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \right] p_1(s) - \left(K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2} \right) p_2(s) + \frac{K_L s (\omega_n^2 + 2\zeta_n \omega_n s + s^2)}{(\omega_n^2 + 2\zeta_n \omega_n s + s^2)} p_1(s) \\
 & \bullet \left[(1 + K_{12}) \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \right] p_1(s) - \left(K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2} \right) p_2(s) = \\
 & = \left[(1 + K_{23}) \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2} \right] p_2(s) - \left(K_{23} \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2} \right) p_3(s) + \left[(1 + K_{20}) \frac{\dot{\bar{M}}_{20}}{\bar{P}_2} \right] p_2(s) \\
 & \bullet s p_3(s) = \frac{nR\sqrt{T_3}}{V_3^*} \left[(1 + K_{23}^*) \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2} p_2(s) - K_{23}^* \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_3} p_3(s) \right] \\
 & \bullet p_4(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} p_1(s)
 \end{aligned}$$

Calculul modelului liniarizat necesită determinarea prealabilă a punctului staționar inițial, din ecuațiile:

$$P_s N_{s1}(P_s, \bar{P}_1) \alpha_{s1} A_{s1} = \bar{P}_1 N_{10}(\bar{P}_1, P_0) \alpha_{10} A_{10} + \bar{P}_1 N_{12}(\bar{P}_1, \bar{P}_2) \alpha_{12} A_{12}$$

$$\bar{P}_1 N_{12}(\bar{P}_1, \bar{P}_2) \alpha_{12} A_{12} = \bar{P}_2 N_{20}(\bar{P}_2, P_0) \alpha_{20} A_{20}$$

Obținerea soluției pe calculator pentru distribuția de presiuni $[\bar{P}_1, \bar{P}_2]$ permite calculul coeficienților modelului liniarizat:

$$\dot{\bar{M}}_{s1}[P_s, \bar{P}_1]; K_{s1}(P_s, \bar{P}_1); \dot{\bar{M}}_{10}[\bar{P}_1, P_0]; K_{10}(\bar{P}_1, P_0);$$

$$\dot{\bar{M}}_{12}[\bar{P}_1, \bar{P}_2], K_{12}(\bar{P}_1, \bar{P}_2)$$

O situație specială înregistrăm pentru coeficienții $\bar{M}_{23}^*, K_{23}^* (\bar{P}_3, \bar{P}_2)$ ai modelului camerei terminale. Teoretic $\bar{M}_{23} \rightarrow 0$ și $K_{23}^* \rightarrow \infty$ pentru regimul staționar, ceea ce evidențiază caracterul eminamente neliniar al modelului de acumulare în camera terminală.

Pentru un model liniarizat aproximativ se pot calcula:

$$\bar{M}_{23}^* = \bar{M}_{23}(P_2(F), P_2(O))$$

$$K_{23}^* = K_{23}(P_2(F), P_2(O)),$$

valorile debitului și coeficientului de variație al debitului în momentul (t_{0+}) al regimului tranzitoriu.

Metoda de analiză pe baza ecuațiilor diferențiale ale CPE-ului este laborioasă și trimite în cele din urmă tot la rezolvarea asistată de calculator a unor modele neliniare. Proiectantului îi revine responsabilitatea acceptării unor aproximări ale modelului neliniar complet, precum și elaborarea algoritmului de analiză asistată de calculator a sistemului de ecuații.

4.4.2. Analiza topologică pe baza grafurilor de semnal

În multe lucrări de specialitate [4.20], [4.21] se impune, fără demonstrație, utilizarea rezistențelor pneumatice și capacităților camerelor pentru obținerea modelelor circuitelor și sistemelor pneumatice sub forma funcțiilor de transfer. Pe aceasta bază se ajunge la extrapolarea metodelor de analiză topologică din teoria circuitelor electrice liniare.

Dacă aplicăm transformata Laplace modelului liniarizat al CPE-ului se obține un sistem de ecuații algebrice a căror analogie grafică este reprezentată printr-un graf asociat circuitului. După cum se cunoaște [4.22], graful nu este unic pentru un sistem de ecuații algebrice dat, astfel încât devine necesară stabilirea unor reguli de construcție care țin seama de specificul circuitelor pneumatice:

- (1) Nodurile sursă se încarcă prin presiunea de alimentare P .
- (2) Nodurile receptoare se încarcă prin presiunile de ieșire ale circuitului (măsura sistemului).
- (3) Nodurile intermediare sînt încărcate prin următoarele variabile:
 - „căderile” de presiune pe elementele rezistive ale circuitului; presiunile din camerele de acumulare;
 - debitele de refulare în atmosferă;
 - debitele de pe tronsonul de curgere permanent;
 - debitele de încărcare a camerelor pneumatice.

(4) Transmitanțele laturilor poartă valorile rezistențelor și capacităților pneumatice ale circuitului.

(5) Dacă curentul include linii transmise pneumatice, pentru fiecare linie vor exista câte două transmitanțe, care vor reprezenta modelul global al acesteia.

Pe baza grafului asociat circuitului pneumatic se poate calcula (automat sau manual) transmitanța globală (sau funcția de transfer) prin aplicarea formulei Mason [4.22]:

$$G = \frac{\sum_{k=1}^n G_k \Delta_k}{\Delta}$$

unde: G_k este transmitanța căii directe k , obținute ca produsul transmitanțelor tuturor laturilor care formează traseul dintre nodul sursă și nodul receptor:

$\Delta = 1 - \sum L_{i1} + \sum L_{i2} - \sum L_{i3} + \dots$ — determinantul grafului;

L_{i1} — transmitanța buclei „ i ” a grafului;

L_{i2}, L_{i3}, \dots produsul transmitanțelor buclelor neadiacente, luate câte două, câte trei etc.

Δ_k — determinantul subgrafului neadiacent căii directe k .

Prin aplicarea acestor reguli, graful de semnal asociat circuitului pneumatic din fig. 4.17 (model liniarizat) are structura dată în fig. 4.18.

Această metodă de construire a grafurilor asociate CPE-urilor are însă două dezavantaje majore, care blochează utilizarea ei în proiectarea asistată de calculator a sistemelor pneumatice:

(1) rezistențele pneumatice nu au modele matematice explicite, astfel încât folosirea în graf a unor asemenea componente devine pur calitativă;

(2) mărimea de intrare (comandă) determină variația ariei de trecere a rezistenței pneumatice, ceea ce nu poate apare explicit în graful de semnal din fig. 4.18.

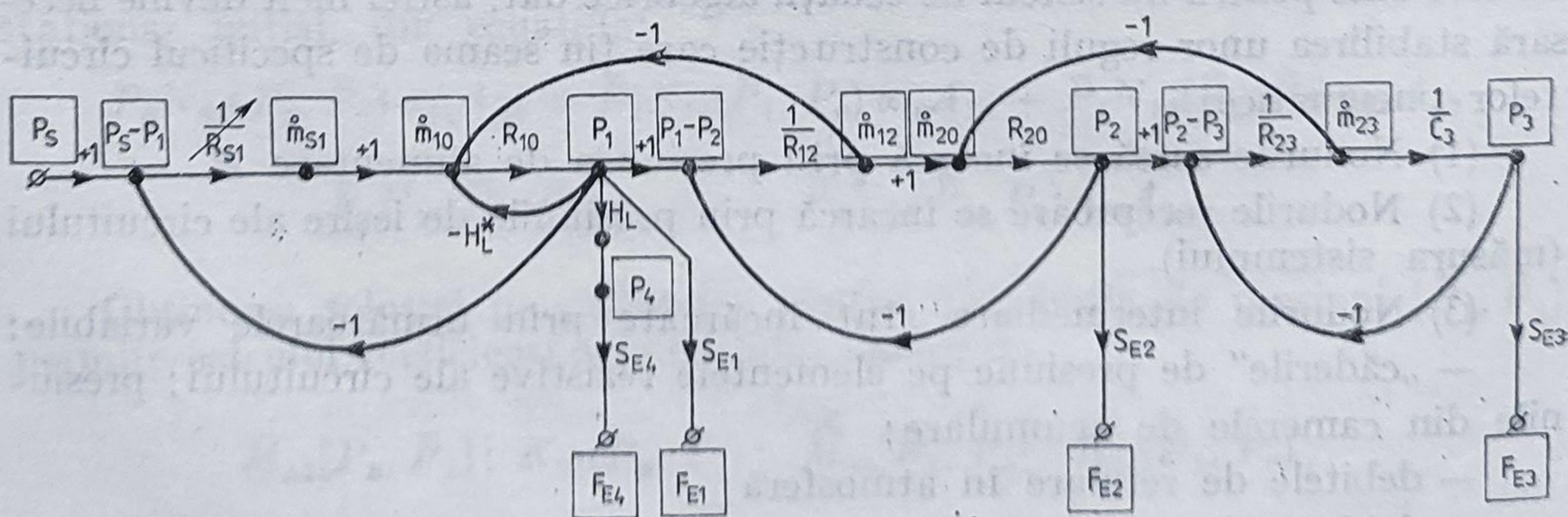


Fig. 4.18. Graful de semnal al circuitului pneumatic elementar din exemplul 4.3 construit pe baza analogiei electropneumatice.

Transcriem ecuațiile liniarizate ale circuitului din fig. 4.17 sub forma:

$$\begin{aligned} \left[\frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{A}_{s1}} \frac{\partial A_{s1}}{\partial x} - \frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{A}_{10}} \frac{\partial A_{10}}{\partial x} \right] x(s) &= \left[K_{s1} \frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{P}_1} + \frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{P}_1} \left(\frac{n+1}{2n} + K_{10} \right) + \right. \\ &+ \left. \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \left(\frac{n+1}{2n} + K_{12} \right) \right] p_1(s) - \left(K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2} \right) p_2(s) + \\ &+ \frac{K_L s (s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)}{(s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2)} p_1(s) \\ \left[\left(\frac{n+1}{2n} + K_{12} \right) \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \right] p_1(s) &= \left[K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2} + \left(\frac{n+1}{2n} + K_{20} \right) \frac{\dot{\bar{M}}_{20}}{\bar{T}_2} + \right. \\ &+ \left. \left(\frac{n+1}{2n} + K_{23}^* \right) \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2} p_2(s) - \left(K_{23}^* \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2} \right) p_3(s) \right] \\ p_3(s) &= \frac{1}{1 + s\tau_3^*} p_2(s) \\ p_4(s) &= \frac{\omega_n^3}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} p_1(s) \end{aligned}$$

Notînd coeficienții constanți, dependenți de punctul de funcționare în regim staționar, prin B_1, B_2, \dots, B_7 , se obține:

$$B_1 x(s) = B_2 p_1(s) - B_3 p_2(s) + H_4^* p_1(s)$$

$$B_5 p_1(s) = B_6 p_2(s) - B_7 p_3(s)$$

$$p_3(s) = \frac{1}{1 + s\tau_3^*} p_2(s)$$

$$p_4(s) = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2} p_1(s) = H_4 p_1(s)$$

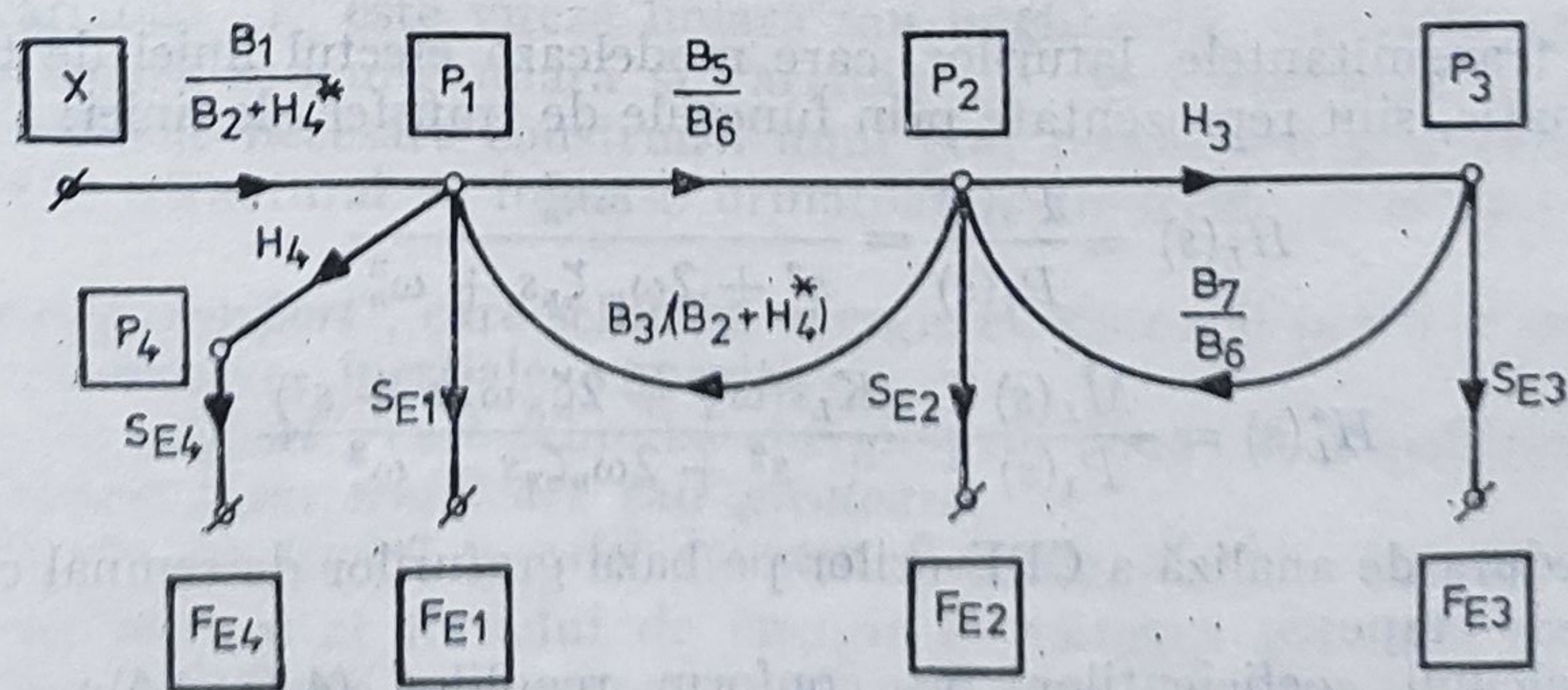


Fig. 4.19. Graful asociat CPE-ului din exemplul 4.3, construit pe baza modelului liniarizat.

rezultînd graful de semnal din fig. 4.19, asociat circuitului pneumatic elementar.

Regulile generale de construcție urmăresc structura modelului liniarizat al CPE-ului analizat:

- (1) *Nodul sursă* este încărcat prin valoarea semnalului de comandă $x(s)$.
- (2) *Nodurile receptoare* sînt încărcate prin valorile componentelor vectorului de măsurare al sistemului pneumatic $[p_2, p_3, p_4]$.
- (3) *Nodurile intermediare* sînt încărcate prin valorile pneumatice din punctele de ramificație și de acumulare $[p_1, p_2, p_3]$.
- (4) *Transmitanțele laturilor* depind de structura circuitului analizat, distingînd următoarele cazuri:
 - (4.1) transmitanța comenzii se calculează pentru un divizor diferențial de presiune prin expresia:

$$B_1 = \frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{A}_{s1}} \frac{\partial A_{s1}}{\partial x} - \frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{A}_{10}} \frac{\partial A_{10}}{\partial x}$$

- (4.2) transmitanța laturii din amonte punctului de ramificație ($1/B_2$, $1/B_6$) se calculează prin însumarea contribuțiilor tuturor căilor de debit care vin și pleacă în punctul de ramificație

$$B_2 = K_{s1} \frac{\dot{\bar{M}}_{s1}}{\bar{P}_1} + \left(\frac{n+1}{2n} + K_{10} \right) \frac{\dot{\bar{M}}_{10}}{\bar{P}_1} + \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_1} \left(\frac{n+1}{2n} + K_{12} \right)$$

$$B_6 = K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2} + \frac{n+1}{2n} + K_{20} \frac{\dot{\bar{M}}_{20}}{\bar{P}_2} \left(\frac{n+1}{2n} + K_{23}^* \right) \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2}$$

- (4.3) transmitanța laturii din aval de punctul de ramificație se calculează direct prin asocierea coeficientului de liniarizare

$$B_3 = K_{12} \frac{\dot{\bar{M}}_{12}}{\bar{P}_2}, \quad B_7 = K_{23}^* \frac{\dot{\bar{M}}_{23}^*}{\bar{P}_2}$$

- (4.4) transmitanța laturii corespunzătoare circuitelor de întîrziere (camere pneumatice) este reprezentată prin funcția de transfer a acestuia

$$H_c(s) = \frac{1}{1 + s\tau_s^*}$$

- (4.5) transmitanțele laturilor, care modelează efectul liniei de transmisie pneumatic, sînt reprezentate prin funcțiile de transfer ale liniei:

$$H_L(s) = \frac{P_4(s)}{P_1(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n \zeta_n s + \omega_n^2}$$

$$H_L^*(s) = \frac{\dot{M}_L(s)}{P_1(s)} = \frac{K_L s(\omega_N^2 + 2\zeta_N \omega_N s + s^2)}{s^2 + 2\omega_n \zeta_n s + \omega_n^2}$$

Procedura de analiză a CPE-urilor pe baza grafurilor de semnal cuprinde următoarele etape:

- (1) calculul coeficienților B , conform regulilor (4.1—4.5);
- (2) explicitarea presiunilor din nodurile intermediare (presiunile caracteristice divizorului de presiune, presiunile din camerele de acumulare);

- (3) reprezentarea sistemului de ecuații algebrice prin graful de semnal asociat circuitului;
- (4) calculul funcției de transfer a CPE-ului pe baza regulii Mason.

4.4.3. Analiza topologică pe baza grafurilor procedurale

Sistemele pneumatice sînt sisteme neliniare. Liniarizarea modelelor reprezintă o metodă utilă în faza de predimensionare a rețelelor pneumatice elementare, dar în final devine necesară analiza asistată de calculator a modelelor exacte, neliniare.

Pe de altă parte, caracterul hibrid pneumomecanic a echipamentelor pneumatice de automatizare impune uneori proceduri de analiză capabile să includă transformări energetice specifice circuitelor pneumatice.

În literatura de specialitate [4.23] s-a propus un instrument procedural pentru modelarea sistemelor tehnologice hibride, denumit *graf procedural* (bond graph). În această tehnică se disting patru etape de modelare.

(1) elaborarea unui *model fizic* prin identificarea sistemului tehnologic (dispozitivul fizic) în *elemente de stocare* (acumulare), de *disipare energetică* și de *transformare energetică*, precum și nominalizarea variabilelor de putere asociate;

(2) descrierea structurii sistemului printr-un graf procedural, care este o *reprezentare picturală* conservînd structura topologică a sistemului fizic;

(3) reprezentarea structurii de calcul a sistemului pe același graf prin indicarea „cauzalității de calcul” [4.23];

(4) utilizarea grafului procedural într-o manieră algoritmică pentru a executa pe calculator fie analiza liniară a sistemului (limbajul ENPORT [4.24]), fie analiza neliniară prin introducerea directă a grafului procedural și utilizarea unui limbaj simbolic, de nivel înalt (REDUCE [4.25]).

Pentru generarea unui graf procedural sistemul tehnologic inițial se descompune în subsisteme care schimbă energie prin legături sau conexiuni, identificabile fizic. Construcția sa se bazează pe folosirea a patru variabile generalizate: efort (e), flux (j), deplasare (q), impuls (p), variabilele care au semnificații particulare în electricitate, hidraulică și mecanică.

În mecanică, de exemplu, variabila „ e ” este reprezentată prin *forță* sau *cuplu*, variabila „ j ” este viteza liniară sau unghiulară, variabila „ q ” este *deplasarea* liniară sau unghiulară și variabila „ p ” este *impulsul* de translație.

Simbolurile necesare construirii unui graf procedural sînt prezentate în tabelul 4.5. Structural se folosesc următoarele tipuri de conexiuni între elemente:

elemente „uniport”, care schimbă energie cu sistemul printr-o singură cale (elemente rezistive, inerțiale, capacitive);

elemente „diport”, care schimbă energie prin două căi (dipol) reprezentate prin elemente *transformatoare* sau *giratoare*;

elemente „joncțiune” paralel (pentru fluxuri) și *serie* (pentru eforturi).

Sensul pozitiv al fluxului de energie se notează printr-o semisăgeată. Relația de cauzalitate este reprezentată printr-un segment perpendicular pe linia de „conexiune” și care este situată la una dintre extremități, indicînd că acțiunea este dirijată către acea extremitate, iar fluxul către cealaltă.

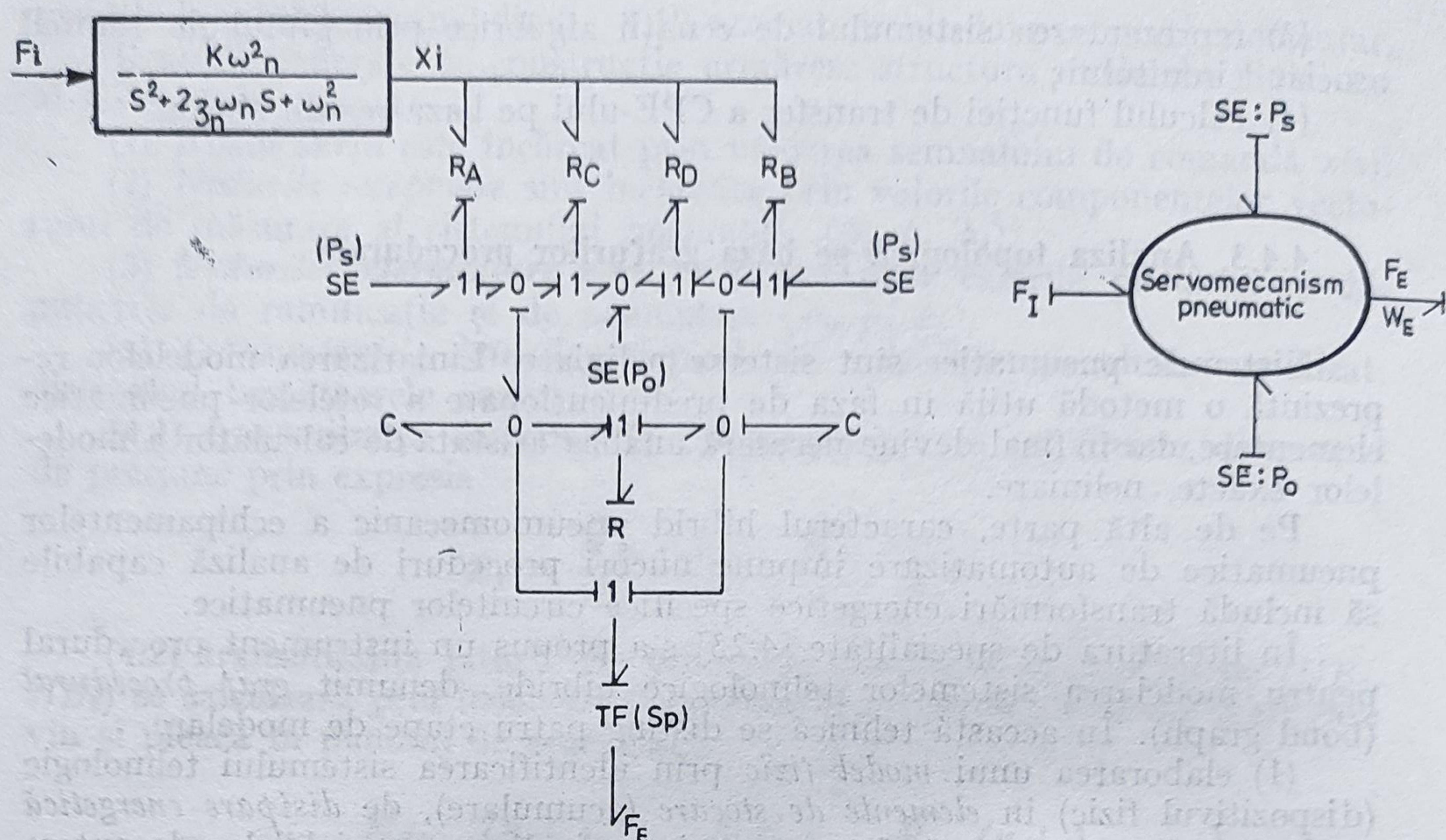


Fig. 4.20. Graful procedural (bond-graph) pentru un servomotor pneumatic cu dublu efect.

Pentru exemplificarea metodei de construire a unui graf procedural, în fig. 4.20 este reprezentat structura topologică de tip „bond-graph” pentru un ansamblu format din amplificator cu distribuitor (clasa D) și servomotor cu dublu efect.

R_A , R_B , R_C , R_D reprezintă rezistențele CPE formate pentru o comandă dată x în interiorul amplificatorului între cilindru și piston, iar C_S , C_D sînt capacitățile variabile ale celor două camere ale motorului pneumatic.

Utilizarea metodei grafurilor procedurale în analiza sistemelor pneumatice ar deschide posibilitatea generării pe calculator a modelelor neliniare. Principal însă există următoarele obstacole:

(1) variabilele pneumatice de efort și flux nu respectă regula de bază prin care produsul lor să reprezinte o putere pneumatică:

$$e : P; f : \dot{M} \quad e \cdot f \neq M * P$$

(2) elementele rezistive nu au modele neliniare explicite de forma:

$$e = F(f); \quad P \neq F(M)$$

(3) elementele inerțiale, de tipul liniei de transmisie pneumatice, nu au modele explicite de forma

$$f = \frac{1}{I} \int e \, dt$$

În aceste condiții, se propune pentru analiza topologică a sistemelor pneumatice o procedură hibridă, bazată pe proprietatea de decompozabilitate în circuite pneumatice elementare.

Tabelul 4.5

Simbol	Semnificație	Simbol	Semnificație
$\frac{e}{f}$	Conexiune simplă	-TF-	Transformator $e_1 = n e_2$ $f_1 = n f_2$
$\frac{e}{f} \rightarrow R$	Element rezistiv $e = Rf$ sau $e = F(f)$	-GY-	Generator $e_2 = mf_1$ $e_1 = mf_2$
$\frac{e}{f} \rightarrow I$	Element inerțial $f = \frac{1}{I} \int e \, dt$	$\frac{e_1}{f_1} \mid \frac{e_2}{f_2}$ e_3/f_3	Joncțiune paralel $e_1 = e_2 = e_3$ $f_1 + f_2 + f_3 = 0$
S_e	Sursă de efort	$\frac{e_1}{f_1} \mid \frac{e_2}{f_2}$ e_3/f_3	Joncțiune serie $f_1 = f_2 = f_3$ $e_1 + e_2 + e_3 = 0$
S_f	Sursă de flux		

I°. Fiecare CPE este analizat topologic printr-un graf procedural, care apelează următoarele funcții specifice modelelor elementelor componente de bază ale circuitelor pneumatice:

- procedura de calcul direct al debitului masic, printr-o rezistență pneumatică fixă sau variabilă

$$\dot{M}_{i, i+1} = f_R(P_{i+1}, P_i, x)$$

- procedura de calcul invers al presiunii din amonte de o rezistență pneumatică de refulare în atmosferă

$$P_k = f_R^{-1}(\dot{M}_{k, 0}, x)$$

- procedura de calcul duală (presiune/debit) a liniei pneumatice

$$p_{m+1}(s) = H_L(s) P_m(s); \dot{m}_L(s) = H_L^*(s) \cdot p_m(s)$$

- procedura de calcul al presiunii dintr-o cameră de acumulare (intermediară sau terminală).

$$\frac{dP_k}{dt} = \frac{1}{C(P_k)} \cdot \sum_{i=1}^n \dot{M}_i(t)$$

procedura de calcul joncțiune de debite (fără acumulare)

$$\dot{M} = \sum_{p=1}^m \dot{M}_p$$

procedura transformator de efort

$$F_E = f_F(P_E)$$

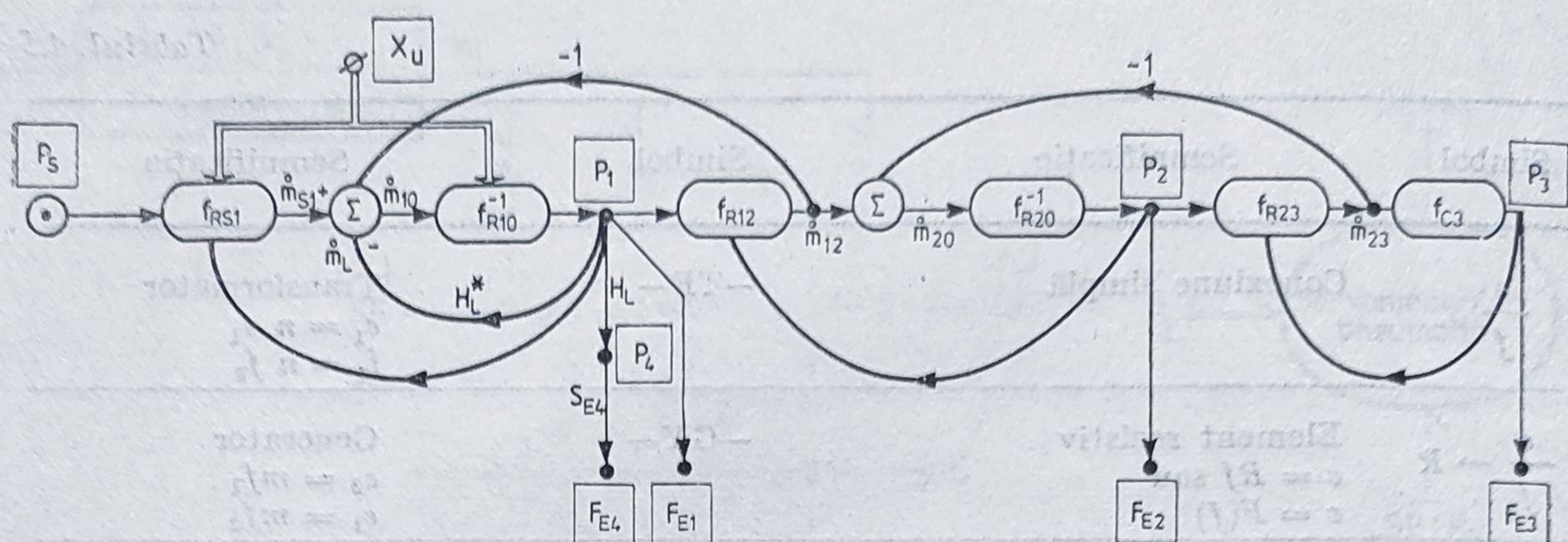


Fig. 4.21. Graful procedural asociat modelului neliniar al CPE-ului din exemplul 4.3.

II°. Nodurile intermediare ale grafului procedural se „încarcă” prin presiunile din punctele caracteristice ale CPE-ului (presiuni din punctele de ramificație ale divizorului și presiuni din camerele de acumulare).

Nodurile receptoare sînt încărcate prin forțele dezvoltate la ieșirea convertoarelor pneumo/mecanice, iar nodul sursă este încărcat prin presiunea de alimentare.

III°. Pe baza grafului procedural se generează algoritmul și programul de rezolvare a modelului dinamic nedecompozabil al fiecărui circuit pneumatic elementar, model transcris sub formă sistemică.

IV°. Analiza asistată de calculator a unui „sistem automat pneumatic constă în „cuplarea” software a programelor elaborate pentru fiecare circuit pneumatic elementar al aparatului de automatizare analizat sau proiectat.

Pentru exemplul din fig. 4.17 al CPE-ului final dintr-un regulator pneumatic, graful procedural are structura prezentată în fig. 4.21. Topologic, grafurile procedurale au o structură perfect similară cu cea a grafurilor de semnal (fig. 4.18). Analitic însă ele elimină limitările și inadvertențele ultimelor, nefiind necesară nici utilizarea rezistențelor pneumatice, explicit exprimate, nici utilizarea modelelor liniarizate.

Ca și grafurile procedurale de tip „bond graphs”, grafurile procedurale propuse în această lucrare evidențiază în primul rînd „cauzalitatea de calcul” pe care se bazează analiza asistată de calculator a CPE-ului respectiv. În consecință, modelul dinamic al CPE-ului poate fi generat automat pe calculator prin folosirea unui limbaj simbolic adecvat [REDUCE].

Concluzii. Caracterul constructiv hibrid (pneumo/mecanic) al sistemelor de automatizare pneumatice, precum și caracterul neliniar și implicit al modelelor componentelor de bază au limitat elaborarea unor metodologii de analiză și proiectare unitare, sistematice și general valabile.

Abordarea sistemică a acestor probleme creează premisele unei noi cristalizări a tehnicilor ingineresti de proiectare în pneumatică.

La baza rezolvării sistemice stau: descompunerea aparatului în rețele pneumatice elementare (constructiv identificabile), construirea circuitelor pneumatice elementare asociate și, în final, construirea modelelor de sistem pneumatic și sistem mecanic. Modelele canonice rezultă pe baza legilor de conser-

vare, particularizate pentru curgerea unidimensională a fluidelor compresibile și, respectiv, pe baza analizei cinematice și dinamice a mecanismelor de compunere a forțelor/momentelor și de adaptare mecanică.

Pentru CPE-urile mai complexe devine eficientă folosirea metodei de analiză topologică bazată pe grafurile procedurale (sisteme neliniare) sau bazată pe grafurile de semnal modificate (variante liniară).

Metodologia prezentată este general-valabilă pentru orice sistem de automatizare pneumatic și este orientată spre analiza și proiectarea asistată de calculator.

Bibliografie

- 4.1. *Petcu, D. Pneumautomatica*. Editura tehnică, București, 1970.
- 4.2. *Zumwalt, G. W., Walker, W. F. The analysis of submergent flow fields by an umerical computation method*. Preprints of IV-th H.D.L. Symp., Pasadena, 1965.
- 4.3. *Foster, K, Parker, G. Fluidics*. John Wiley, New York, 1970.
- 4.4. *Florea, S., Catană, I. Echipamente de automatizare pneumatice și hidraulice*. Tipografia I.P. București, 1980.
- 4.5. *Kirshner, J. M. A definition of the mechanical potential neccessary to afluid circuit theory*. Preprints .of IV the HDL Symp., Pasadena, 1965.
- 4.6. *Stănescu, A. M., Atodiroaiei, M. Computer aided design of pneumatic circuits*. Preprints of International Symp. on Pneumatic and Hydraulic Control Systems, Gyor, 1979. i
- 4.7. *Ionescu, V. Teoria sistemelor vol. I* Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- 4.8. *Ionescu, V., Popaea, C Conducerea structurală a sistemelor liniare*. Editura tehnică, București, 1986.
- 4.9. *Dransfield, P., Haber, F. F. Instruire programată în metoda locului rădăcinilor*. Editura tehnică, București, 1980.
- 4.10. *Stănescu, A. M. Decomposability of pneumatic control systems*. 4 th International Conference on Control Systems and Computer Science, București, iunie 1981.
- 4.11. *Dumitrache, I. Tehnica reglării automate*. Editura didactică și pedagogică, București, 1980.
- 4.10. *Călin, S., Dumitrache, I. Reglatoare automate*. Editura didactică și pedagogică București 1986.
- 4.13. *Florea, S., Dumitrache, I. Elemente de execuție pneumatice*. Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
- 4.14. *Shapiro, A. H. Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*. Ronald Press Company, London, 1954.
- 4.15. *Goldschmied, F. R Dynamic Symilarity Analysis of Compressible viscous fluid pipe Flow*. Preprints of IV th H.D.L. Symp., Pasadena 1965.
- 4.16. *Florea, S., Stănescu, A. M., Catană, I Ghid de proiectare a echipamentelor pneumatice și hidraulice de automatizare*. Tipografia I.P. București, București, 1975.
- 4.17. *Daneshyar, H One Dimensional Compressible Flow*. Pergamon Press, London, 1976.
- 4.18. *Kay, J. H., Nedderman, R. M. Fluid Mechanics and Heat Transfer* Cambridge Univ. Press, 1974.
- 4.19. *Andersen, B. The Analysis and Design of Pneumatic Systems*. John Wiley and Sons, New York, 1967.
- 4.20. *Molle, R Les composants pneumatique et hydraulique de l'automatique*, Dunod, Paris, 1968.
- 4.21. *Florea, S., Stănescu, A. M. Grafe de semnal în analiza circuitelor pneumatice*. Automatica și Electronica, vol. 15/1971, nr. 2.

- 4.22. *Mason, S. E* Feedback theory, some properties of signal flow graphs. Proceedings I.R.E. septembrie 1953.
- 4.23. *Karnapp, D. C, Rosenberg, R. C* System Dynamics a unified approach — Wiley and Sons New York, 1975.
- 4.24. *Rosenberg, R. C.* A user 's Guide to ENPORT, 4, Wiley Interscience, New York, 1974.
- 4.25. *Hearn, A. C., REDUCE 2. User's Manual.* Salt Lake City, Utah Memo nr. 84 112, martie, 1973.

Calculul componentelor de bază ale echipamentelor pneumatice

În prima fază de proiectare, utilizatorul sistemului SIPASAP trebuie să predimensioneze componentele aparatului: rezistențele, camerele, liniile de interconexiune și elementele elastice ale convertoarelor pneumomecanice.

Pentru fiecare tip de componentă de bază se va apela un subprogram specializat, care a fost conceput în scopul furnizării datelor complete despre comportarea acestora în regim staționar și tranzitoriu.

- În cazul rezistențelor *pneumatice*, turbulente și laminare, proiectantul comunică parametrii constructivi și funcționali și primește, ca răspuns al sistemului SIPASAP, caracteristica debit funcție de căderea de presiune și valorile coeficienților de liniarizare într-un punct mediu de funcționare ales.

- În cazul camerelor *pneumatice*, intermediare și terminale, care se încarcă și se descarcă prin rezistențe turbulente și laminare, prin subprograme specializate se determină răspunsul indicial (la intrare treaptă) atât în varianta modelului neliniar, cât și în ipoteza liniarizării modelului. De asemenea, se calculează valorile constantelor de timp ale circuitului în funcție de punctul de liniarizare, precum și coeficienții de sensibilitate ai modelelor.

- Pentru liniile *pneumatice* de transmisie, utilizatorul apelează un subprogram specializat care execută analiza pe model liniar a comportării dinamice a liniei, aproximată printr-unul sau mai mulți factori de ordinul doi. Opțional, programul furnizează și caracteristicile de frecvență ale liniei modelate.

- În cazul elementelor elastice este posibilă calcularea caracteristicilor acestora, precum și calcularea valorilor suprafețelor efective și utile.

Pentru oricare dintre categoriile de componente de bază enumerate, utilizatorul poate modifica parametrii constructivi și funcționali reluând analiza asistată de calculator pînă la îndeplinirea performanțelor impuse.

În scopul asigurării unui grad înalt de generalitate algoritmilor propuși, în prima etapă s-a trecut în revistă, în mod critic, întreaga problemă teoretică pe care se fundamentează elaborarea modelelor matematice ale componentelor pneumatice.

Programele de test au fost rulate pentru exemple legate de utilizarea aerului comprimat. Extensia folosirii lor și pentru alte gaze comprimate se obține direct prin modificarea constantelor principale derivate din proprietățile fluidului de lucru.

5.1. Rezistențe pneumatice

5.1.1. Noțiuni introductive

La curgerea fluidelor reale (vîscoase) prin conducte și elemente, o parte din energia totală a masei de fluid este folosită pentru învingerea forțelor rezistente de frecare vîscoasă. Această disipare de energie este condiționată de trecerea ireversibilă a energiei mecanice (lucrului mecanic al forțelor rezistente) în căldură și are drept efect o pierdere irecuperabilă a presiunii totale a fluidului.

Prin noțiunea de rezistență s-a definit (§ 4.1.1) *porțiunea de circuit* (conductă dreaptă sau curbă, cot, ramificație, orificiu, diafragmă, ajutoraj etc.), care determină transformarea ireversibilă a unei părți din energia fluidului în căldură.

În funcție de configurația geometrică și de debitul de fluid prin rezistență, pierderile predominante de presiune pot fi *locale*, la intrare și/sau ieșire, sau *distribuite* pe lungimea rezistenței. Această împărțire în pierderi „locale” (ΔP_l) și pierderi „distribuite” (ΔP_d) este pur convențională, deoarece, în realitate, pierderile de presiune în orice rezistență sînt indivizibile din punct de vedere fizic. Pentru comoditatea calculului se admite totuși că pierderile locale sînt concentrate într-o singură secțiune (deși se extind pe o anumită lungime), iar pierderea totală pe rezistență se determină prin însumarea pierderilor parțiale

$$\Delta P = \Delta P_l + \Delta P_d. \quad (5.1)$$

Coeficientul de rezistență sau de pierderi reprezintă raportul dintre energia totală pierdută ΔE_{tot} pe porțiunea dată și energia cinetică E_c în secțiunea adoptată A [5.1]

$$\xi = \Delta E_{tot} / E_c \quad (5.2)$$

sau raportîndu-se la timp

$$\xi = \Delta N_{tot} / \frac{\dot{M} w^2}{2}, \quad (5.3)$$

în care N_{tot} este puterea totală pierdută, \dot{M} — debitul masic de fluid și w — viteza medie a curențului în secțiunea A .

Dacă densitatea este constantă, coeficientul de rezistență este egal cu raportul dintre presiunea totală pierdută ΔP și presiunea dinamică în secțiunea adoptată A

$$\xi = \Delta P / \frac{\rho w^2}{2} = \xi_l + \xi_d \quad (5.4)$$

Pentru elementele pneumatice, pierderile de presiune distribuite ΔP_d sînt relativ mici și pot fi neglijate practic în majoritatea cazurilor, astfel încît $\xi \approx \xi_l$.

Regimul de curgere a fluidului depinde de raportul forțelor de inerție și forțelor de viscozitate în curent și poate fi *laminar* sau *turbulent*. Criteriul prin care se definește regimul de curgere este numărul adimensional Reynolds

$$Re = \frac{\rho w D_H}{\eta} = \frac{w D_H}{\nu}, \quad (5.5)$$

unde $D_H = 4 A/P$ este diametrul hidraulic sau echivalent, η — viscozitatea dinamică, iar ν — viscozitatea cinematică ($\eta = \rho \nu$). Pentru fiecare configurație concretă există o valoare „critică” a numărului Reynolds, la care are loc trecerea din regimul laminar de curgere în cel turbulent. Astfel, în cazul rezistențelor (conductelor) de secțiune circulară cu pereți netezi, pentru $Re < 2\,300$ regimul de curgere este laminar, iar peste această valoare are loc tranziția către regimul turbulent.

Din cele prezentate rezultă că toate elementele unui sistem pneumatic produc pierderi de presiune mai mici sau mai mari, pierderea totală putîndu-se determina pe principiul însumării pierderilor parțiale [5.1]. Acest mod de tratare se adoptă la calculul și proiectarea rețelelor de aer comprimat, în vederea dimensionării și alegerii corecte a conductelor și generatoarelor de energie.

În cadrul prezentei lucrări, în categoria *rezistențelor pneumatice* sînt incluse numai acele componente ale circuitelor și elementelor pneumatice care provoacă pierderi însemnate de presiune și/sau realizează conversia energiei pneumostatice în energie cinetică sau invers, fiind introduse special în aceste scopuri. Componentele care îndeplinesc numai prima funcțiune se mai numesc și *restrictoare*, iar cele care îndeplinesc în principal a doua funcțiune, *ajutaje*.

După cum s-a menționat, caracteristica de bază a rezistențelor pneumatice o constituie legea de variație a debitului masic în funcție de presiunea și temperatura la intrare, presiunea la ieșire și secțiunea de curgere, de numită, pe scurt, *caracteristica de debit*.

$$\dot{M} = f(P_1, T_1, P_2, A). \quad (5.6)$$

Forma concretă a funcției (5.6) depinde de geometria rezistenței și de regimul de curgere prin rezistență.

Din punct de vedere constructiv, rezistențele pot fi cu secțiune constantă, denumite și *fixe* (fig. 5.1, *a ... e*), și cu secțiune reglabilă sau variabilă, denumite și *drosele* (fig. 5.1, *f ... m*).

Cele mai simple și mai utilizate sînt *rezistențele fixe* sub formă de *orificii* cu muchii drepte, teșite, rotunjite sau ascuțite. În general, lungimea orificiului l este cuprinsă între $0,5 d$ și $1,5 d$. Prin teșirea sau rotunjirea muchiilor de intrare se obține micșorarea pierderilor la intrare și mărirea ariei efective de curgere.

În cazul *ajutajelor*, modificarea secțiunii de curgere are loc treptat, pe o lungime mai mare, iar liniile de curent sînt concentrate în secțiunea minimă cît mai lin, fără să se desprindă de suprafața interioară a ajutorului. Ajutajele convergente și convergent-divergente (tuburile Venturi) sînt utilizate mai ales în construcția dispozitivelor pentru măsurarea debitelor de gaze sau lichide și mai puțin în construcția echipamentelor de automatizare propriu-zise.

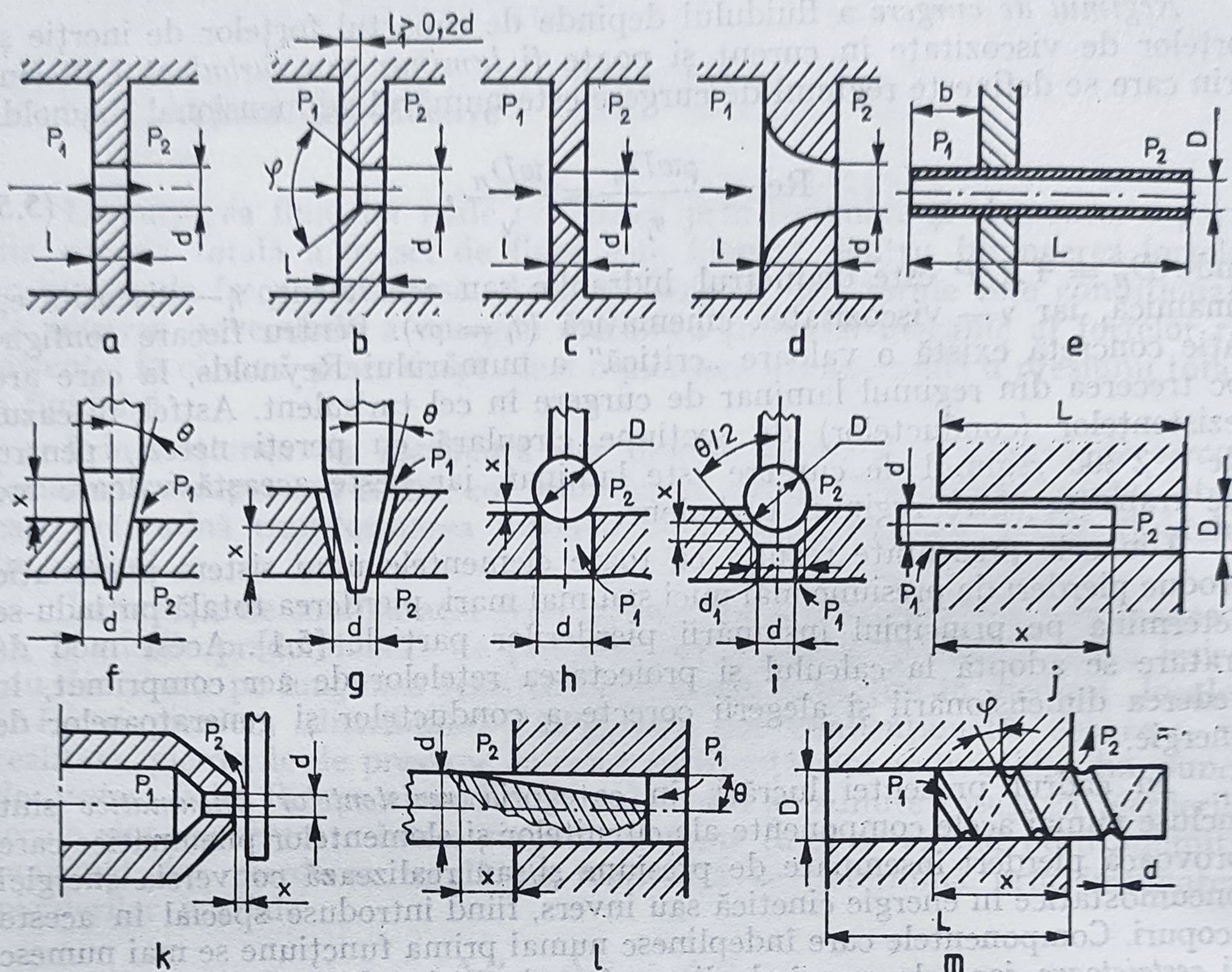


Fig. 5.1. Rezistențe pneumatice:

a — orificiu cu muchii drepte; b — orificiu cu muchie teșită; c — orificiu cu muchie ascuțită; d — ajutor convergent (confuzor); e — capilar; f — drosel con-cilindru; g — drosel con-con; h — drosel sferă-cilindru; i — drosel sferă-con; j — drosel inelar; k — duză-clapetă; l — drosel cu fantă longitudinală; m — drosel cu canal elicoidal.

Rezistențele reglabile (droselele) se realizează într-o mare varietate de forme constructive și pot fi clasificate după diferite criterii, ca de exemplu: forma scaunului și ventilului, tipul mișcării relative (rotație, translație, roto-translație) și modul de acționare, felul pierderilor de presiune preponderente (locale sau distribuite) etc. În practică sînt preferate rezistențele de tip con-cilindru, duză-clapetă și cu fantă longitudinală, deoarece au o tehnologie de execuție mai simplă și nu ridică probleme de centrare.

Deoarece caracteristica de debit depinde în mod decisiv de *regimul de curgere*, rezistențele pneumatice sînt împărțite pe baza acestui criteriu în două categorii principale:

- 1) rezistențe cu curgere turbulentă;
- 2) rezistențe cu curgere laminară.

Această împărțire este convențională, deoarece încadrarea unei rezistențe într-una din categoriile enumerate se face neglijîndu-se o serie de fenomene secundare care au loc în procesul de curgere și luîndu-se în considerare numai aspectele predominante. Pentru simplificare, rezistențele din prima categorie vor fi denumite pe scurt „turbulente”, iar cele din a doua categorie „laminare”.

Pe lângă cele două tipuri de rezistențe menționate, în unele lucrări de specialitate [5.2] se utilizează și noțiunea de *rezistență mixtă*.

În categoria rezistențelor mixte sînt incluse cele prin care curgerea are loc în regim laminar sau turbulent în funcție de condițiile concrete de lucru, precum și rezistențele care au în același timp porțiuni „laminare” și „turbulente”. Aceste rezistențe nu necesită un studiu special, deoarece pot fi descompuse și asimilate pe porțiuni sau domenii de lucru cu cele laminare sau turbulente.

În concluzie se poate afirma că, deși sînt relativ simple din punct de vedere constructiv, rezistențele îndeplinesc funcții importante în echipamente de automatizare pneumatice și anume:

- produc căderi de presiune controlabile;
- limitează sau controlează debitul de aer;
- sesizează sau măsoară deplasările și deformațiile.

5.1.2. Rezistențe turbulente (locale)

În categoria rezistențelor cu curgere turbulentă sînt incluse rezistențele cu lungime relativ mică de tipul orificiilor (fig. 5.1, *a ... d*), droselelor cu con sau sferă (fig. 5.1, *f ... i*) sau de tip duză-clapetă, la care pierderile de presiune sînt predominant locale, la intrare și la ieșire. Numărul Reynolds are, în general, valori foarte mari ($Re > 10^5$), iar pentru caracterizarea regimului de curgere se utilizează și *numărul Mach*, care poate lua valori atît în domeniul curgerilor subsonice, cît și supersonice

$$M = w/a, \quad (5.7)$$

unde a este viteza locală a sunetului [5.3].

Fenomenele termodinamice caracteristice procesului de curgere printr-o rezistență turbulentă sînt extrem de complexe. Luarea în considerare a tuturor factorilor care influențează acest proces ar conduce la relații de calcul foarte complicate și de aceea, pentru simplificare, se admite că evoluția aerului are loc fără schimb de căldură cu mediul exterior.

5.1.2.1. Curgerea adiabată în ajutaje ideale

În vederea determinării caracteristicilor de debit și de viteză se alege drept model un ajutaj „ideal” (fig. 5.2, *a*) care respectă următoarele ipoteze simplificatoare:

— secțiunea (1 — 1) în amonte de ajutaj este relativ mare în comparație cu secțiunea minimă A_{12} , astfel încît viteza de curgere w_1 se poate neglija ($w_1 \approx 0$), iar presiunea statică P_1 este egală cu presiunea totală de stagnare izentropică ($P_1 = P_1^*$);

— pierderile de energie sînt neglijabile, deci presiunea totală de stagnare și temperatura de stagnare în orice secțiune sînt egale cu presiunea totală și temperatura în amonte de ajutaj

$$(P_*^* = P_1^* = P_1; \quad T_*^* = T_1^* = T_1);$$

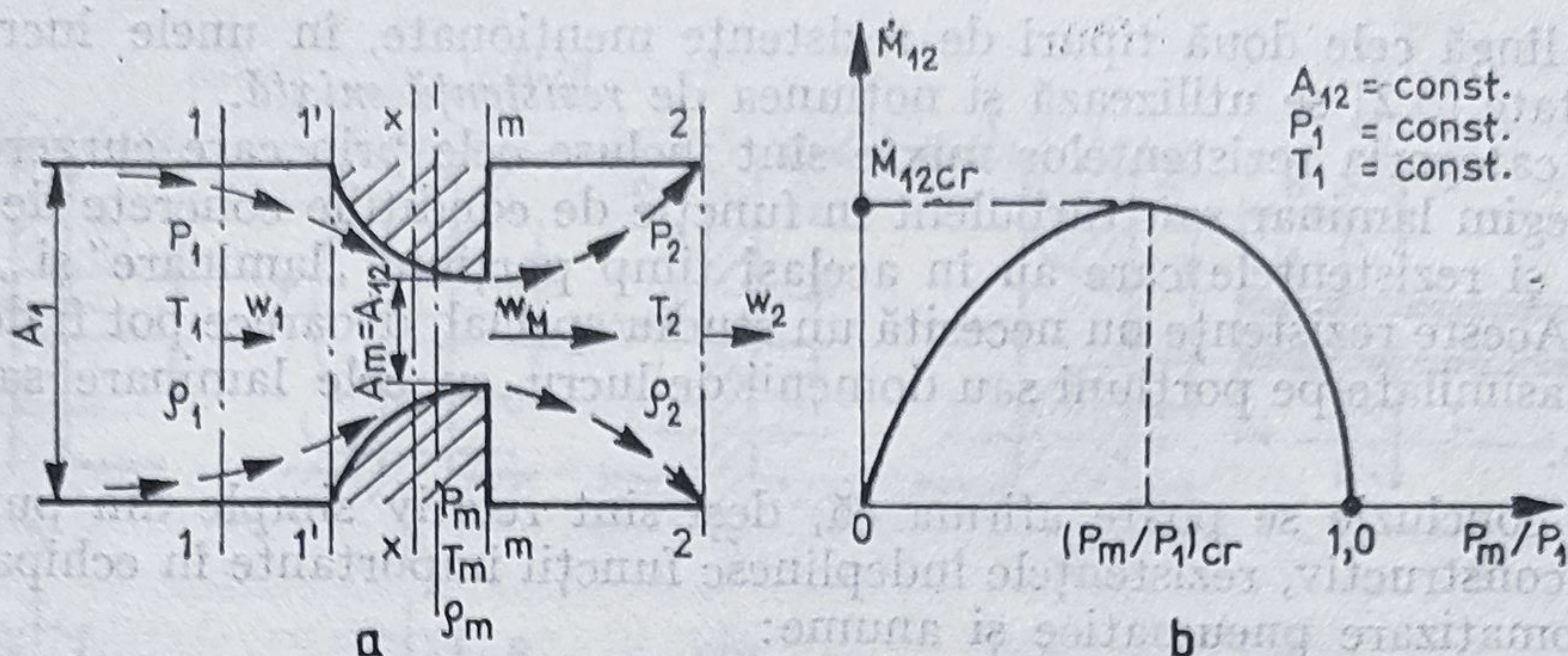


Fig. 5.2. Curgerea prin ajutaj convergent „ideal”:

a — schema de calcul; b — caracteristica de debit $\dot{M}_{12} = f(P_m/P_1)$, pentru $P_1 = \text{const.}$

— viteza de curgere în orice secțiune se consideră uniform distribuită și egală cu viteza medie;

— liniile de curent urmăresc profilul ajutajului iar secțiunea minimă de curgere coincide cu secțiunea de ieșire ($A_m = A_{12}$);

— aerul evoluează ca un gaz perfect, iar destinderea în ajutaj este adiabatic-izentropă.

În aceste condiții presiunea statică absolută, temperatura absolută și densitatea într-o secțiune oarecare a ajutajului, în funcție de viteza de curgere (luată în considerație prin numărul Mach $M_x = w_x/a_x$), sînt date de relațiile [5.3]

$$P_x = P_1 \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_x^2 \right]^{-\kappa/(\kappa - 1)} \quad (5.8)$$

$$T_x = T_1 / \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_x^2 \right] \quad (5.9)$$

$$\rho_x = \rho_1 \left[1 + \frac{\kappa - 1}{2} M_x^2 \right]^{-1/(\kappa - 1)} \quad (5.10)$$

unde $\kappa = c_p/c_v$ este coeficientul adiabatic ($\kappa = 1,4$ pentru aer).

Ținîndu-se cont de relația (5.9) și de expresia vitezei sunetului $a_x = \sqrt{\kappa R T_x}$, ecuația presiunii (5.8) devine

$$P_x = P_1 \left[1 - \frac{\kappa - 1}{2} \frac{w_x^2}{\kappa R T_1} \right]^{\kappa/(\kappa - 1)}, \quad (5.11)$$

de unde rezultă

$$w_x = \sqrt{\frac{2\kappa R T_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} \right]} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(\kappa - 1)/\kappa} \right]} \quad (5.12)$$

De asemenea, densitatea într-o secțiune oarecare poate fi exprimată în funcție de raportul dintre presiunea statică și presiunea totală.

Din relațiile (5.8) și (5.10) se obține

$$\rho_x = \rho_1 (P_x/P_1)^{1/\kappa}$$

și înlocuindu-se ρ_1 din ecuația de stare a gazelor perfecte $P = \rho RT$ rezultă

$$\rho_x = \frac{P_1}{RT_1} \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{1/\kappa} \quad (5.13)$$

Prin înlocuirea relațiilor (5.12) și (5.13) în ecuația de continuitate

$$\dot{M} = \rho w A = \text{const.} \quad (5.14)$$

se obține formula debitului masic, cunoscută și sub denumirea de *formula Saint-Venant-Wentzel*

$$\dot{M}_{12} = \rho_x w_x A_x = \frac{A_x P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)} \left[\left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_x}{P_1} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} \quad (5.15)$$

Trebuie subliniat că relațiile (5.12) și (5.15) dau *valorile exacte* ale vitezei și debitului masic numai dacă P_1 și T_1 reprezintă presiunea totală de stagnare și temperatura de stagnare în secțiunea considerată, iar viteza este uniform repartizată și egală cu viteza medie.

Pentru *ajutajul convergent* se poate demonstra [5.3] că pe măsură ce secțiunea scade, viteza de curgere crește. În ceea ce privește variația presiunii statice, temperaturii și densității în lungul ajutorului, din relațiile (5.8), (5.9) și (5.10) se poate deduce ușor că acestea variază invers față de viteză, astfel încât la scăderea secțiunii corespunde o descreștere a acestor parametri. Valorile minime ale presiunii, temperaturii și densității (P_m , T_m , ρ_m), respectiv valoarea maximă a vitezei (w_M) se obțin în secțiunea de ieșire, considerată minimă ($A_m = A_{12}$).

Ecuația debitului (5.15), scrisă în funcție de A_{12} și P_m este reprezentată grafic în fig. 5.2, *b* pentru diferite valori ale raportului P_m/P_1 . Se observă că pentru un set de valori constante A_{12} , P_1 și T_1 debitul de aer care trece prin ajutoraj nu poate depăși o anumită limită maximă.

Raportul presiunilor P_m/P_1 pentru care debitul masic atinge valoarea maximă, denumit *raport „critic”*, se determină anulind derivata funcției (5.15) și are valoarea

$$\beta_{cr} = (P_m/P_1)_{cr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad (5.16)$$

Din grafic rezultă că micșorînd în continuare raportul presiunilor sub valoarea critică (prin micșorarea presiunii la ieșire și implicit a lui P_m), debitul masic de aer scade pînă la zero, ceea ce este de neconceput. De aceea, trebuie să admitem că în secțiunea minimă a ajutorului convergent, în funcție de condițiile la intrare și ieșire, viteza de curgere și debitul masic cresc pînă ating valorile critice, după care *rămân egale cu valorile critice*.

Înlocuindu-se valoarea raportului critic (5.16) în relația (5.8) se obține:

$$w_{cr} = c = \sqrt{\kappa R T_{cr}} = \sqrt{\kappa P_{cr} / \rho_{cr}} \quad (5.17)$$

deci viteza de curgere critică c este egală cu viteza sunetului în condițiile corespunzătoare secțiunii minime. Totodată, parametrii de stare în secțiunea minimă scad pînă la valorile critice care se obțin din relațiile (5.8), (5.9) și (5.10) pentru $M_x = M_{cr} = 1$

$$P_{cr} = P_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)}; \quad T_{cr} = T_1 \frac{2}{\kappa + 1}; \quad \rho_{cr} = \rho_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{1/(\kappa-1)} \quad (5.18)$$

și depind numai de valorile parametrilor de stare în secțiunea de intrare (sau de valorile totale de stagnare), fiind independenți de parametrii de stare din aval P_2 , T_2 , ρ_2 .

Dacă $P_2 < P_{cr}$, atunci între presiunea critică din secțiunea de ieșire (presupusă secțiunea de curgere minimă) și presiunea din aval apare o diferență, deci gazul continuă să se destindă după părăsirea ajutorajului, trecînd printr-un sistem complex de unde de șoc însoțite de salturi de presiune. Din această cauză o mare parte din energia cinetică a moleculelor se pierde transformîndu-se în căldură, care rămîne în masa gazului. Variația presiunii în lungul unui ajutoraj convergent pentru $P_1 = \text{const.}$ și diferite valori ale lui P_2 este arătată în fig. 5.3, *a*. În cazul cînd $P_2 < P_{cr}$ destinderea are loc după curba $1m'2''$ și anume pînă la P_{cr} în ajutoraj, iar de la P_{cr} la P_2'' în afara ajutorajului.

Orificiile și ajutorajele convergente în care aerul se destinde pînă la presiunea critică se numesc „sonice” sau „saturate”.

Curgerea este denumită *sonică*, deoarece viteza în secțiunea minimă este egală cu viteza sunetului, și *saturată*, deoarece oricît ar scădea presiunea P_2 în aval, debitul masic rămîne constant și egal cu debitul sonic sau critic (dacă P_1 , T_1 , și A_{12} nu se modifică). Debitul critic se obține înlocuind raportul presiunilor β_{cr} (5.16) în formula debitului masic (5.15)

$$\dot{M}_{12cr} = \frac{A_{12}P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \quad (5.19)$$

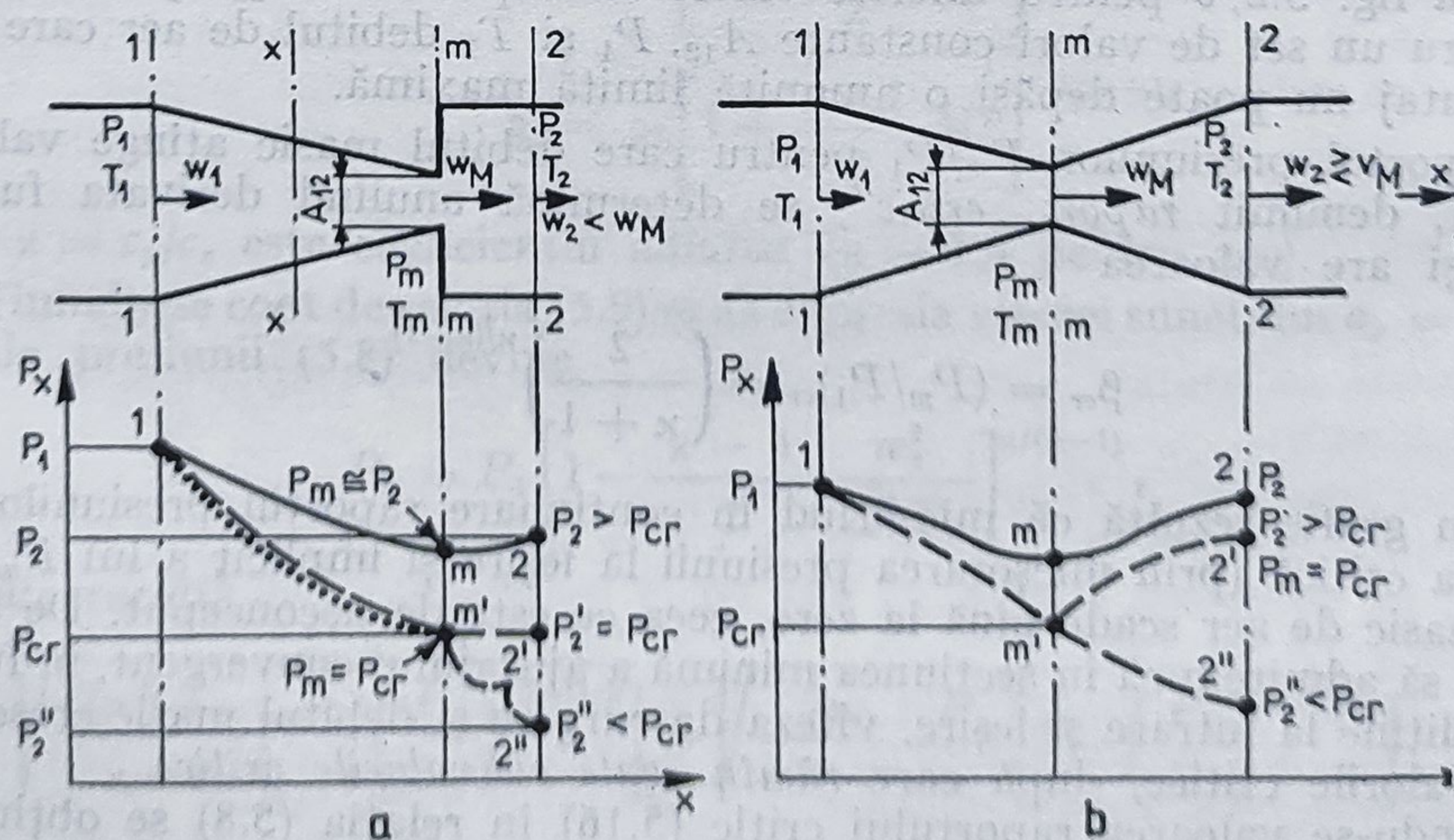


Fig. 5.3. Variația presiunii statice în lungul ajutorajelor:
a — ajutoraj convergent; b — ajutoraj convergent-divergent (Laval).

sau

$$\dot{M}_{12cr} = A_{12} C_n \sqrt{P_1 \rho_1} \quad (5.20)$$

unde C_n este o constantă ce depinde numai de exponentul adiabatic.

Viteza de curgere poate deveni *supersonică* ($w > a$) numai dacă ajutorajul convergent este continuat cu o porțiune de secțiune crescătoare (difuzor), obținându-se astfel un *ajutaj convergent-divergent*, denumit și ajutoraj *Laval*. În acest caz, parametri critici se obțin tot în secțiunea minimă, iar în partea divergentă a ajutorajului viteza crește în continuare, în timp ce presiunea statică, temperatura și densitatea scad sub valorile critice, în funcție de viteza din secțiunea respectivă, conform relațiilor (5.8), (5.9) și (5.10) care rămân valabile și pentru $M_x > 1$.

Variația presiunii statice în lungul ajutorajului convergent-divergent este arătată în fig. 5.3, *b*. Dacă curgerea este în toate secțiunile *subsonică*, atunci la scăderea secțiunii corespunde o scădere a presiunii statice (curba 1-*m*) și o creștere a vitezei și invers, la mărirea secțiunii corespunde o creștere a presiunii (curba *m*-2) și o descreștere a vitezei (cazul tuburilor Venturi). În difuzor are loc deci, transformarea inversă a energiei cinetice în energie potențială, proces cunoscut sub denumirea de *recuperare*. În difuzoarele bine proiectate recuperarea energiei cinetice poate ajunge pînă la 95%.

În aceste condiții, căderea de presiune intrare-ieșire va fi foarte mică, iar saturarea ajutorajului se produce pentru rapoarte P_2/P_1 mai mari decît raportul critic.

Dacă condițiile din aval și amonte fac să rezulte în secțiunea minimă o viteză egală cu viteza sunetului, iar în porțiunea divergentă o curgere *supersonică*, atunci variațiile parametrilor pe această porțiune sînt inverse față de cazul curgerii subsonice (curba *m'* — 2'', fig. 5.3, *b*).

Relațiile pentru dimensionarea ajutorajului Laval, astfel încît viteza sau presiunea să evolueze după o anumită lege, sînt prezentate în [5.3].

În general, în cazul orificiilor scurte și ajutorajelor convergente secțiunea la ieșire crește brusc, de aceea se poate face ipoteza că cea mai mare parte din energia cinetică a gazului se consumă pentru învingerea frecărilor în procesul de destindere. Căldura rezultată produce creșterea temperaturii în camera de ieșire, astfel încît temperatura din aval diferă foarte puțin de temperatura din amonte. Dacă temperatura rămîne aproximativ constantă de la o cameră la alta, totuși trebuie subliniat că temperatura locală în secțiunea minimă poate fi mult mai scăzută. Din această cauză, în anumite condiții, se produce condensarea și chiar înghețarea vaporilor de apă conținuți de aerul comprimat, care se colectează sub formă de zăpadă sau gheață în zonele în care schimbul de căldură cu exteriorul este insuficient. Acest fenomen, cunoscut sub denumirea de *jivraj*, poate provoca perturbații grave în funcționarea sistemelor pneumatice, dacă nu se prevăd măsuri eficiente pentru evitarea lui.

5.1.2.2. Calculul debitului masic prin rezistențe pneumatice turbulente

După cum s-a arătat, pentru determinarea debitului masic și vitezei de curgere într-o secțiune este necesar să se cunoască presiunea statică, presiunea totală și temperatura totală (de stagnare izentropică) în secțiunea

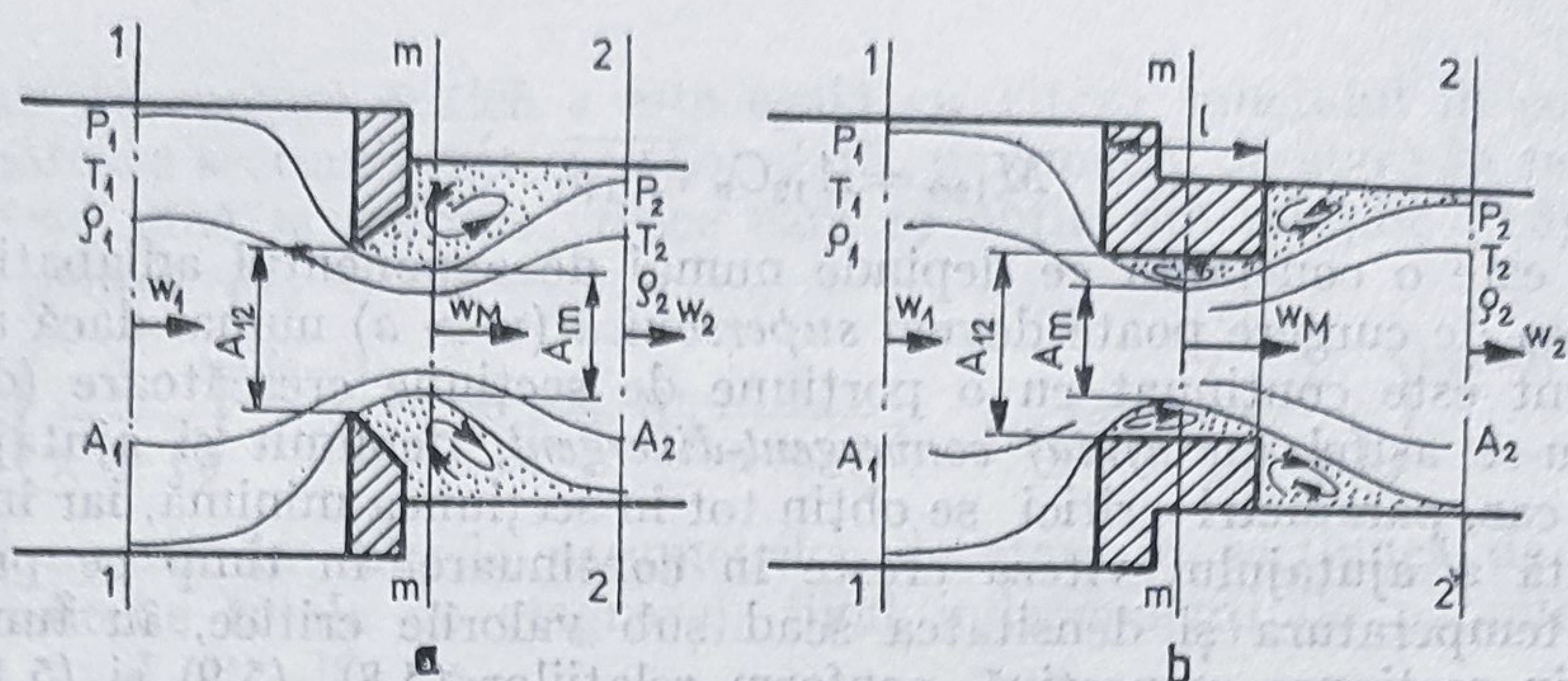


Fig. 5.4. Curgerea prin orificii scurte:

a — orificiu cu muchie ascuțită ($l/d \approx 0$); *b* — orificiu cu muchii drepte ($l/d > 0$)

respectivă, precum și aria efectivă de curgere. În practică, în cazul rezistențelor pneumatice cu curgere turbulentă, *nici unul* din acești parametri nu poate fi determinat sau măsurat cu exactitate, din cel puțin două motive:

- aria de curgere minimă A_m este diferită de aria geometrică minimă A_{12} și nu poate fi localizată și măsurată precis (fig. 5.4);
- dimensiunile reduse ale rezistențelor pneumatice nu permit introducerea unor sonde de măsurare a presiunii și temperaturii, iar dacă acest lucru este totuși posibil se perturbază procesul de curgere.

În plus, *nici una* din ipotezele de calcul considerate în cazul ajutajului ideal nu sînt respectate cu strictețe de gazul real. Cu toate acestea, relațiile lui Saint-Venant sînt unanim acceptate și utilizate pentru determinarea caracteristicilor rezistențelor pneumatice, deoarece prin introducerea unor coeficienți de corecție experimentali se obțin rezultate satisfăcătoare pentru marea majoritate a aplicațiilor practice.

Aproximațiile care se utilizează în mod obișnuit la calculul rezistențelor pneumatice cu curgere turbulentă și gradul în care acestea afectează precizia calculului sînt analizate, pe scurt, în continuare.

1) *Presiunea statică* din secțiunea minimă P_m se consideră egală cu presiunea statică din aval ($P_m = P_2$), atunci cînd curgerea are loc în regim subsonic, iar recuperarea presiunii dinamice în camera de ieșire este neglijabilă (secțiunea la ieșire variază brusc). Dacă recuperarea nu poate fi neglijată se introduce un *coeficient de recuperare* determinat experimental [5.1] și definit ca raportul dintre creșterea de presiune în difuzor și căderea de presiune în confuzor

$$\beta_r = (P_2 - P_m)/(P_1 - P_m), \quad (5.21)$$

de unde rezultă

$$P_m = (P_2 - \beta_r P_1)/(1 - \beta_r). \quad (5.22)$$

În regim sonic, presiunea în secțiunea minimă este *exact* presiunea critică ($P_m = P_{cr}$) și continuă să scadă pînă la $P_2 < P_{cr}$, după această secțiune.

2) *Presiunea totală* în secțiunea minimă P_m^* se consideră egală cu presiunea statică din amonte ($P_m^* = P_1$), dacă viteza de curgere w_1 este relativ mică în secțiunea din amonte. Aceasta presupune, de fapt, două aproximații și anume, neglijarea pierderilor de presiune la intrare ($P_m^* = P_1^*$ — presiunea totală se conservă) și neglijarea diferenței dintre presiunea totală și presiunea statică în secțiunea de intrare ($P_1^* = P_1$). Din relația (5.8) rezultă că diferența dintre presiunea statică și presiunea totală este mai mică de 1 procent dacă $M < 0,12$ ($w_1 < 40$ m/s) sau dacă raportul dintre secțiunea de intrare și secțiunea minimă $A_1/A_{12} > 2,212$ [5.4]. Această condiție este practic aproape întotdeauna îndeplinită, deci aproximația făcută introduce într-adevăr erori neglijabile. În schimb, pierderile de presiune la intrare produc diferențe apreciabile între viteza reală și viteza teoretică în ajutorul ideal (izentropic) și de aceea se efectuează o corecție experimentală prin coeficientul

$$\varphi = w_{real}/w_{teoretic}, \quad (5.23)$$

denumit *coeficient de viteză*. Valorile acestui coeficient variază între 0,95 ... 0,98 pentru ajutaje convergente, până la 0,7 ... 0,75 pentru capilarele scurte cu muchii ascuțiți și $b/d > 0,5$ (fig. 5.1, e). Deoarece măsurarea directă a vitezei este dificilă pentru rezistențele de dimensiuni mici, în practică se determină φ în funcție de coeficientul de pierderi la intrare, cu relația [5.5]

$$\varphi = 1/\sqrt{1 + \xi_{in}}, \quad (5.24)$$

în care ξ_{in} pentru diferite tipuri de rezistențe este prezentat în [5.1], [5.6].

3) *Viteza de curgere* se consideră *uniformă în secțiune* și egală cu viteza medie. În realitate, chiar dacă profilul vitezelor este mult mai aplatisat decât cel parabolic din regimul laminar, viteza variază în secțiune și în regimul turbulent (fig. 5.5), după o lege de forma [5.7]

$$\bar{w}/\bar{w}_{max} = (y/R)^{1/n}, \quad (5.25)$$

unde y este distanța de la peretele fix, iar $n = 6 \dots 10$ — un coeficient funcție de numărul Reynolds. Viteza medie se calculează cu relația

$$\bar{w}_{med} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \bar{w}_{max}, \quad (5.26)$$

de unde rezultă $\bar{w}_{med} = 0,817 \bar{w}_{max}$, pentru $n=7$ ($Re \approx 10^5$) și $\bar{w}_{med} = 0,866 \bar{w}_{max}$, pentru $n=10$ ($Re \sim 3 \cdot 10^6$).

Raportul $\bar{w}_{med}/\bar{w}_{max}$ tinde către unitate în absența peretelui rigid imobil, așa cum se întâmplă în cazul orificiilor scurte, când secțiunea minimă de curgere se găsește în aval de orificiu.

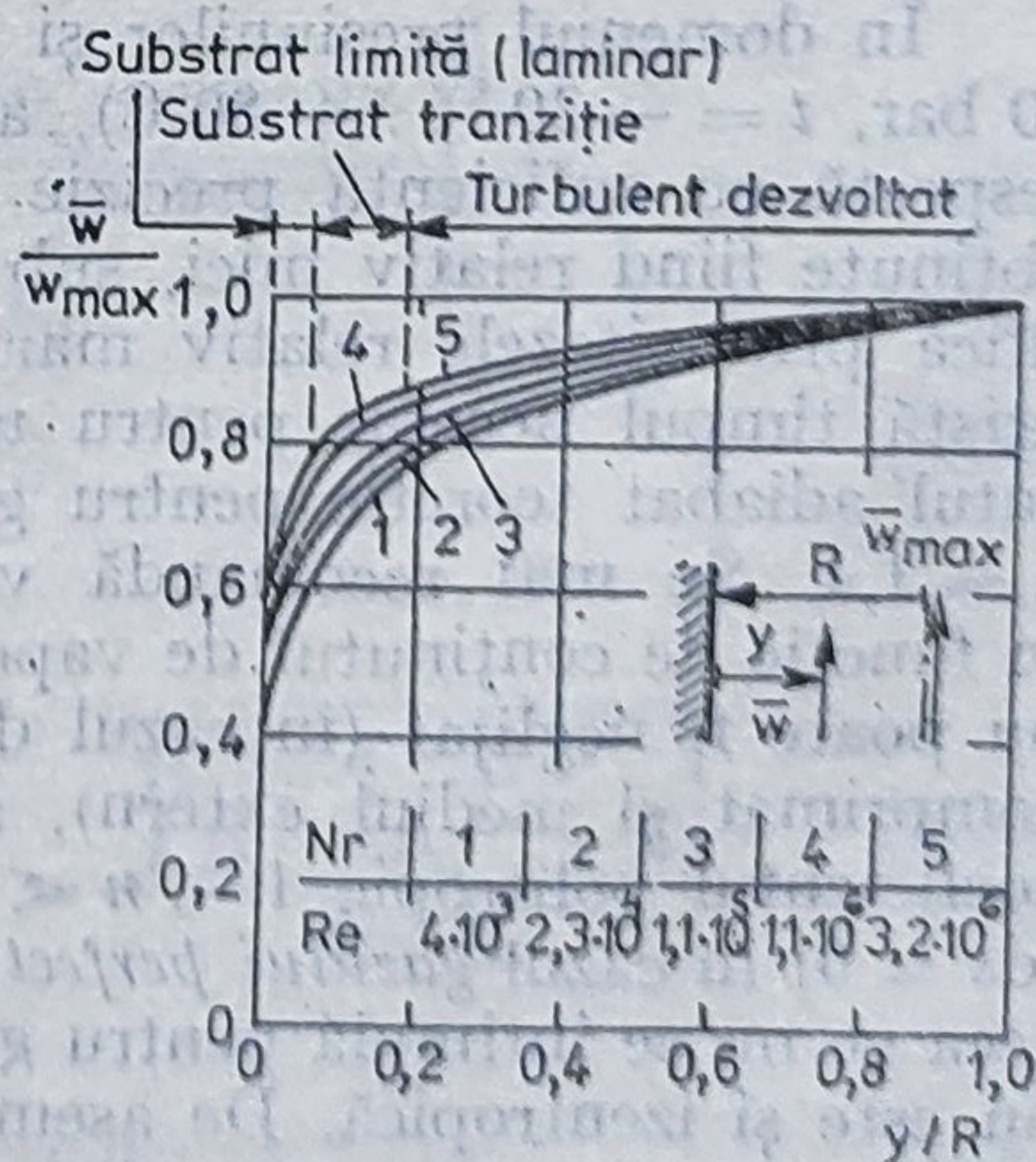


Fig. 5.5. — Profilul vitezelor în regimul turbulent.

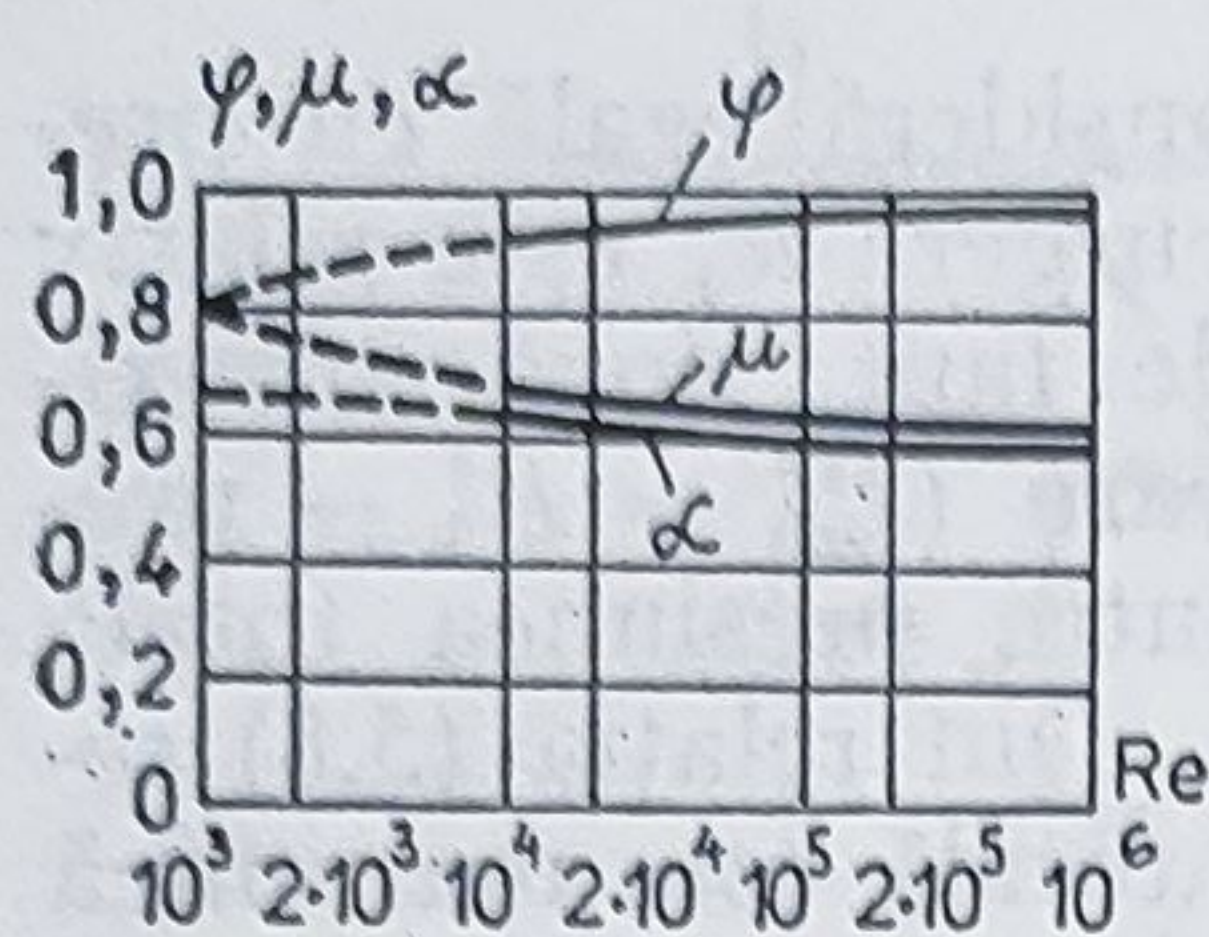


Fig. 5.6. Valorile coeficienților de viteză φ , de contracție μ și de debit α pentru un orificiu circular cu muchie ascuțită la intrare în funcție de numărul Reynolds, Re .

4) Secțiunea de curgere minimă se exprimă în funcție de secțiunea geometrică minimă a rezistenței, prin coeficientul de contracție

$$\mu = A_m/A_{12}, \quad (5.27)$$

care depinde de forma muchiei de intrare, de raportul ariilor $m_1 = A_{12}/A_1$ și, într-o mai mică măsură, de numărul Reynolds.

În locul coeficienților φ și μ , care se determină experimental mai greu, în practică se preferă să se utilizeze un coeficient global, denumit *coeficient de debit* și definit ca raportul dintre debitul masic real și cel teoretic, calculat cu formula Saint-Venant-Wentzel (5.15)

$$\alpha = \frac{\dot{M}_{12real}}{\dot{M}_{12teoretic}} = f(\varphi, \mu, Re) \quad (5.28)$$

Dependența coeficienților φ , μ și α de numărul Reynolds, pentru un orificiu circular cu muchie ascuțită (fig. 5.4, c) cu $m_1 = A_{12}/A_1 \approx 0$, este reprezentată în fig. 5.6 [5.1]. Se observă că, pentru $Re > 10^4$, *coeficientul de debit* α rămîne practic constant, avînd în cazul prezentat expresia aproximativă

$$\alpha = 0,59 + 5,5/Re. \quad (5.29)$$

Această concluzie ($\alpha = \text{const.}$) rămîne valabilă pentru majoritatea rezistențelor pneumatice cu curgere turbulentă, în domeniul $Re > 10^4$.

5) *Temperatura de stagnare izentropică* în secțiunea minimă T_m^* se consideră egală cu *temperatura absolută din amonte* ($T_m^* = T_1^* = T_1$), avîndu-se în vedere faptul că, la viteze w_1 mici, diferența dintre acestea este chiar mai mică decît cea dintre presiuni, conform relației (5.9).

6) Aerul este considerat *gaz perfect* și evoluează *adiabat-izentropic*.

În domeniul presiunilor și temperaturilor normale de lucru ($p = 0, \dots, 10 \text{ bar}$, $t = -20 \dots + 80^\circ\text{C}$), aerul uscat, ca de altfel majoritatea gazelor, respectă cu suficientă precizie ecuația de stare a gazelor perfecte, erorile obținute fiind relativ mici, sub 1,6%. Evoluția adiabatică ($dQ = 0$) se justifică prin vitezele relativ mari de curgere prin rezistențe, astfel încît nu există timpul necesar pentru un transfer semnificativ de căldură. Coeficientul adiabatic teoretic pentru gaze biatomice (cum este cazul aerului) este $\kappa = 1,4$. Se mai recomandă valorile $\kappa = 1,405$ [5.3] sau $\kappa = 1,41$ [5.1], în funcție de conținutul de vapori de apă din aer. Dacă schimbul de căldură nu poate fi neglijat (în cazul diferențelor mari de temperatură între aerul comprimat și mediul extern), atunci coeficientul adiabatic se înlocuiește cu coeficientul politropic $1 < n < \kappa$. Evoluția adiabatică este și izentropică ($ds = 0$) în cazul *gazului perfect*, cînd nu sînt pierderi de energie prin frecare, ceea ce nu se întîmplă pentru gazele reale, la care o transformare adiabatică nu este și izentropică. De asemenea, undele de șoc care apar în cazul orificiilor saturate cauzează o disipație de energie mecanică, care se transformă în căldură, conducînd la creșterea entropiei [5.3]. Relația între presiune și

densitate (5.13) capătă o altă formă în această situație (ecuația Hugoniot-Rankine), dar abaterile de la evoluția izentropică nu depășesc limita menționată de 1,6%.

Avându-se în vedere considerațiile prezentate, pentru calculul debitului masic printr-o rezistență pneumatică cu curgere turbulentă se utilizează relațiile

$$\dot{M}_{12} = \frac{\alpha_{12} A_{12} P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R(\kappa-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]}, \quad (5.30)$$

pentru $1 \geq P_2/P_1 \geq \beta_{cr} = 0,528$ (regimul subsonic), și

$$\dot{M}_{12cr} = \frac{\alpha_{12} A_{12} P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}}, \quad (5.31)$$

pentru $0 \leq P_2/P_1 \leq \beta_{cr}$ (regimul critic sau sonic).

Mărimile care intervin în relațiile (5.30) și (5.31) au următoarele semnificații (fig. 5.4):

P_1 [N/m²] — presiunea statică absolută în secțiunea 1—1 din amonte rezistenței, în care viteza este aproximativ uniformă și relativ mică;

P_2 [N/m²] — presiunea statică absolută în secțiunea 2—2 din avalul rezistenței;

T_1 [K] — temperatura absolută în secțiunea 1—1;

A_{12} [m²] — aria secțiunii transversale minime a rezistenței;

$R = 287,04$ [m²/s²K] — constanta aerului;

$\kappa = 1,4$ — coeficientul adiabat;

α_{12} — coeficientul de debit, determinat experimental.

Relațiile (5.30) și (5.31) pot fi grupate într-o singură formulă, mai compactă, prin introducerea *factorului de debit* N_{12} , definit ca raportul dintre debitul masic în regim subsonic pentru un raport dat $1 \geq P_2/P_1 \geq \beta_{cr}$ și debitul critic corespunzător presiunilor P_1 și $P_2 = P_{cr}$ [5.4], [5.9]

$$N_{12} = \frac{\dot{M}_{12}}{\dot{M}_{12cr}} = \left[\frac{(P_2/P_1)^{2/\kappa} - (P_2/P_1)^{(\kappa+1)/\kappa}}{\frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \right]^{\frac{1}{2}} = N_{12}(\kappa, P_2/P_1) \quad (5.32)$$

sau în funcție de $1 \leq P_1/P_2 \leq 1/\beta_{cr}$ și κ

$$N_{12} = \frac{\sqrt{(P_1/P_2)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[(P_1/P_2)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right]}}{B_N P_1/P_2} = \frac{\sqrt{\beta_{12}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left(\beta_{12}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right)}}{B_N \beta_{12}}, \quad (5.33)$$

unde

$$B_N = \sqrt{\frac{\kappa-1}{2} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \quad (5.34)$$

Factorul de debit este funcție numai de coeficientul adiabat κ și de raportul presiunilor absolute și are valori cuprinse între 0 și 1. Pentru regimul critic $\beta_{21} = P_2/P_1 \leq \beta_{cr}$, iar N_{12} este exact 1.

Utilizându-se factorul de debit relațiile debitului masic (5.30) și (5.31) pot fi scrise într-o formulă unică

$$\dot{M}_{12} = \frac{K P_1 N_{12}}{\sqrt{T_1}} \alpha_{12} A_{12}, \quad (5.35)$$

în care factorul K are expresia

$$K = \sqrt{\frac{\kappa}{R} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \quad (5.36)$$

Pentru aer, factorul K are valoarea $K = 0,04042 [\sqrt{\text{Ks/m}}]$.

În funcționarea echipamentelor pneumatice este posibil ca în anumite condiții, presiunea P_2 să devină mai mare decât presiunea P_1 . În acest caz, curgerea are loc în *sens invers*, de la P_2 la P_1 , iar debitul se consideră convențional negativ. Debitul \dot{M}_{21} se poate calcula ușor, inversându-se P_1 cu P_2 în relațiile lui \dot{M}_{12} , dar la utilizarea calculatorului este mai comod să se folosească o singură relație și să se păstreze notațiile inițiale. De aceea relația (5.35) va fi utilizată atât pentru calculul debitului pozitiv \dot{M}_{12} , cât și pentru calculul debitului invers (negativ) $\dot{M}_{21} = -\dot{M}_{12}$, iar factorul de debit N_{12} va căpăta diferite valori în domeniul $[-\infty, +1]$, în funcție de raportul presiunilor absolute și de sensul de curgere, conform tabelului 5.1.

După cum s-a arătat, temperatura absolută de la o cameră la alta poate fi considerată constantă ($T = T_1 = T_2$), dar coeficienții de debit pentru cele două sensuri de curgere sînt, în general, diferiți ($\alpha_{12} \neq \alpha_{21}$). Totuși, pentru calcule de predimensionare se poate lua $\alpha_{12} = \alpha_{21} = \alpha$.

Tabelul 5.1

Relații pentru calculul factorului de debit N_{12}

Regimul de curgere	Raportul presiunilor absolute	Relația de calcul
1	2	3
sonic direct	$0 < P_2/P_1 \leq \beta_{cr}$ $P_2 \leq \beta_{cr} P_1$	$N_{12} = 1$ $\alpha = \alpha_{12}$
subsonic direct	$\beta_{cr} < P_2/P_1 < 1$ $\beta_{cr} P_1 < P_2 < P_1$	$N_{12} = \frac{\sqrt{(P_1/P_2)^{(\kappa-1)/\kappa} [(P_1/P_2)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]}}{B_N P_1/P_2}$ $\alpha = \alpha_{12}$

1	2	3
—	$P_2 = P_1$	$N_{12} = 0$
subsonic invers	$1 < P_2/P_1 < 1/\beta_{cr}$ $P_1 < P_2 < P_1/\beta_{cr}$	$N_{12} = - \frac{\sqrt{(P_2/P_1)^{(z-1)/z} [(P_2/P_1)^{(z-1)/z} - 1]}}{B_N}$ $\alpha = \alpha_{21}$
sonic invers	$1/\beta_{cr} \leq P_2/P_1$ $P_2 \geq P_1/\beta_{cr}$	$N_{12} = -P_2/P_1$ $\alpha = \alpha_{21}$

Este important de subliniat că, debitul masic printr-o rezistență pneumatică avînd o anumită secțiune de curgere variază în mod diferit în funcție de P_1 și P_2 .

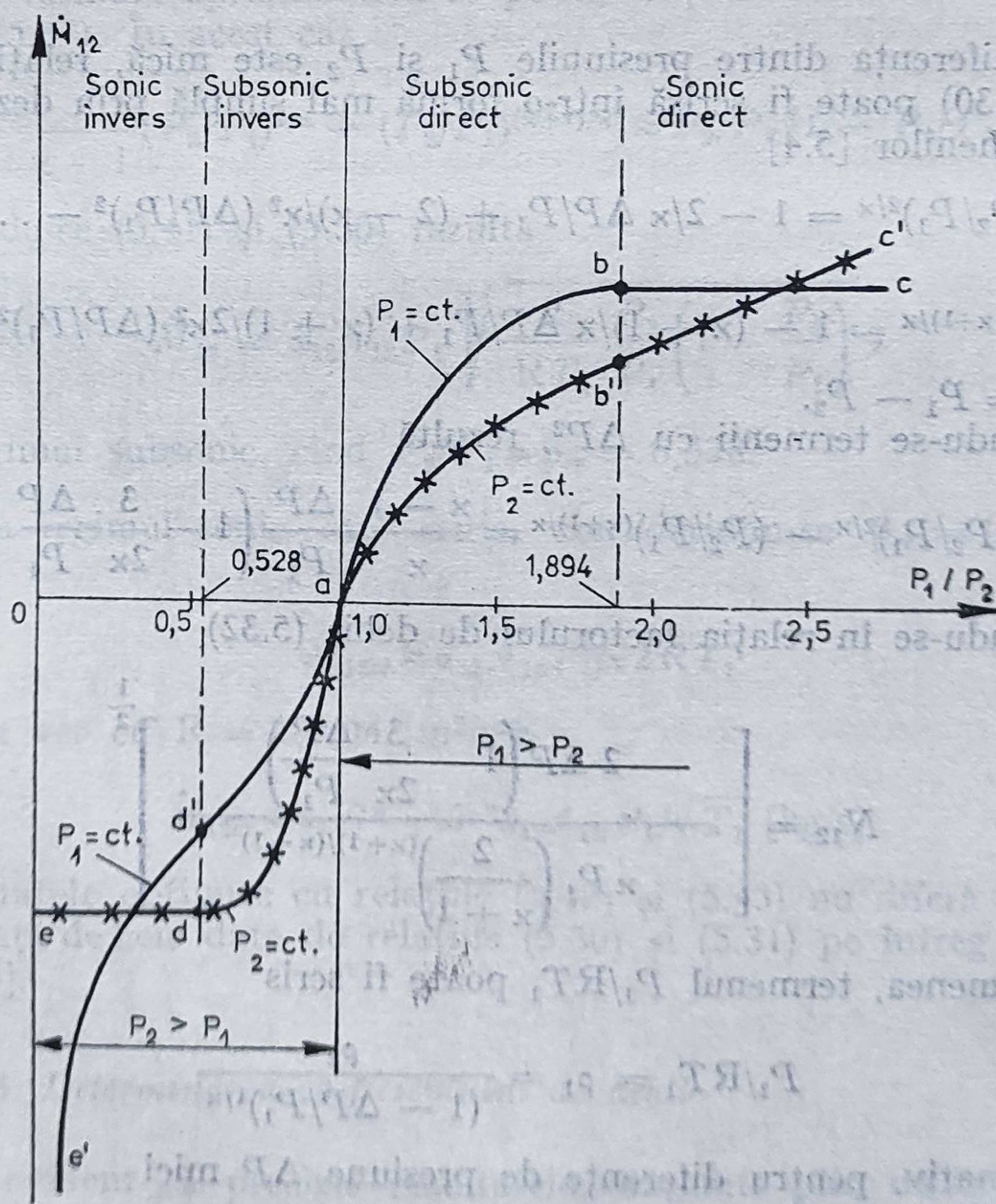


Fig. 5.7. Caracteristicile de debit în funcție de P_1/P_2 pentru curgerea directă și inversă.

În fig. 5.7 se prezintă modul cum variază debitul masic în cele două situații extreme, când una din presiuni este constantă și cealaltă variabilă.

1) $P_1 = \text{const.}$ și P_2 variabil. Pornind de la $P_2 = P_1$ când $\dot{M}_{12} = 0$, dacă P_2 scade, debitul crește pînă la valoarea critică, după care rămîne constant oricît de mult s-ar micșora presiunea P_2 din aval (curbele $a-b-c$).

Dacă P_2 devine mai mare decît P_1 , debitul în sens invers (negativ) crește ca valoare, fără ca la atingerea raportului critic în sens invers să rămînă constant (curbele $a-d'-e'$).

2) P_1 variabil și P_2 const. Pornind tot de la $P_1 = P_2$, pe măsură ce P_1 crește, debitul masic crește continuu, în regim subsonic după legea dată de relația (5.35), iar în regim sonic, după o dreaptă tangentă la curbă în b' dacă $T_1 = \text{const.}$

Valorile critice nu sînt deci valori maxime decît în cazul cînd condițiile din amonte rămîn neschimbate, așa cum rezultă din relațiile (5.18). De aceea, pentru a evita unele confuzii, recomandăm să nu se folosească noțiunea de debit maxim, utilizată în unele lucrări în locul celei de debit critic sau sonic.

5.1.2.3. Relații aproximative pentru calculul debitului masic

Dacă diferența dintre presiunile P_1 și P_2 este mică, relația debitului subsonic (5.30) poate fi scrisă într-o formă mai simplă prin dezvoltarea în serie a termenilor [5.4]

$$(P_2/P_1)^{2/\kappa} = 1 - 2/\kappa \Delta P/P_1 + (2 - \kappa)/\kappa^2 (\Delta P/P_1)^2 - \dots$$

și

$$(P_2/P_1)^{(\kappa+1)/\kappa} = 1 - (\kappa + 1)/\kappa \Delta P/P_1 + (\kappa + 1)/2\kappa^2 (\Delta P/P_1)^2 - \dots$$

unde $\Delta P = P_1 - P_2$.

Neglijîndu-se termenii cu ΔP^2 , rezultă

$$(P_2/P_1)^{2/\kappa} - (P_2/P_1)^{(\kappa+1)/\kappa} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\Delta P}{P_1} \left(1 - \frac{3}{2\kappa} \frac{\Delta P}{P_1} \right) \quad (5.37)$$

sau înlocuindu-se în relația factorului de debit (5.32)

$$N_{12} = \left[\frac{2 \Delta P \left(1 - \frac{3}{2\kappa} \frac{\Delta P}{P_1} \right)}{\kappa P_1 \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa+1)/(\kappa-1)}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.38)$$

De asemenea, termenul P_1/RT_1 poate fi scris

$$P_1/RT_1 = \rho_1 = \frac{\rho_2}{(1 - \Delta P/P_1)^{1/\kappa}}$$

sau aproximativ, pentru diferențe de presiune ΔP mici

$$\rho_1 = \rho_2 / (1 - 1/\kappa \Delta P/P_1), \quad (5.39)$$

Ținându-se cont de relațiile (5.37) și (5.39), din (5.30) rezultă *relația aproximativă* pentru calculul debitului masic subsonic

$$\dot{M}_{12} = \left(\frac{1 - \frac{3}{2\kappa} \frac{\Delta P}{P_1}}{1 - \frac{1}{\kappa} \frac{\Delta P}{P_1}} \right)^{\frac{1}{2}} \alpha_{12} A_{12} \sqrt{2 \rho_2 \Delta P} \approx \alpha_{12} A_{12} \sqrt{2 \rho_2 \Delta P} \quad (5.40)$$

Relațiile (5.30) și (5.40) dau rezultate practic identice pentru $\Delta P = P_1 - P_2 \leq 0,01 P_1$.

Pentru $\kappa = 1,4$ și $\Delta P/P_1 = 0,01$, termenul dintre paranteze din relația (5.40) este 0,998, iar pentru $\Delta P/P_1 = 0,1$ acest termen este 0,975, conducând prin aproximarea sa cu unitatea la o eroare de 2,5%.

Relația aproximativă (5.40) prezintă avantajul că utilizează diferența de presiune (care poate fi indicată direct de aparatele de măsurat) și este identică cu relația debitului pentru fluide incompresibile, la care $\rho_1 = \rho_2 = \text{const.}$

O altă formulă aproximativă se poate obține considerându-se $3/2\kappa \approx 1$ în relația (5.37). În acest caz,

$$\frac{\kappa}{\kappa - 1} (P_2/P_1)^{2/\kappa} - (P_2/P_1)^{(\kappa+1)/\kappa} \approx P_2/P_1 (1 - P_2/P_1) \quad (5.41)$$

și înlocuindu-se (5.41) și (5.30) rezultă

$$\dot{M}_{12} = \alpha_{12} A_{12} P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \frac{P_2}{P_1} \left(1 - \frac{P_2}{P_1} \right)}, \quad (5.42)$$

pentru regimul subsonic, când $P_2/P_1 \geq \beta_{cr} = 0,528$.

Pentru regimul sonic sau critic, considerându-se $\beta_{cr} = (P_2/P_1)_{cr} \approx 0,5$ se obține:

$$\dot{M}_{12cr} \approx \alpha_{12} A_{12} P_1 / \sqrt{2RT_1} \quad (5.43)$$

sau pentru aer cu $R = 287,04 \text{ [m}^2/\text{s}^2\text{K]}$

$$\dot{M}_{12cr} \approx 4,174 \cdot 10^{-2} \alpha_{12} A_{12} P_1 / \sqrt{T_1} \text{ [kg/s]}. \quad (5.44)$$

Rezultatele obținute cu relațiile (5.42) și (5.43) nu diferă cu mai mult de 3,5% față de cele date de relațiile (5.30) și (5.31) pe întreg domeniul de lucru [5.5].

5.1.2.4. Determinarea coeficientului de debit

Este evident că precizia rezultatelor obținute prin utilizarea relațiilor (5.30) și (5.31) este influențată în mod hotărîtor de valoarea adoptată pentru coeficientul de debit. Teoretic, pentru determinarea coeficientului de debit

este necesar să se măsoare debitul masic real prin rezistență, presiunea statică, presiunea totală de stagnare și temperatura în secțiunea minimă de curgere. După cum s-a arătat, aceste măsurări nu sînt practic posibile, de aceea, acceptînd aproximațiile prezentate și analizate în §. 5.1.2.2, se măsoară în schimb presiunea statică din aval, respectiv presiunea statică și temperatura din amonte. Chiar în aceste condiții, măsurarea precisă a debitului masic de aer este o problemă dificilă, avînd în vedere variația densității cu presiunea și temperatura. Din acest motiv, de multe ori se preferă să se exprime coeficientul de debit în funcție de coeficientul de pierderi ξ sau în funcție de coeficientii de viteză ϕ și contracție μ .

Trebuie totuși precizat că datele prezentate în literatura de specialitate pentru acești coeficienți diferă uneori destul de mult, chiar pentru configurații asemănătoare. Acest lucru este explicabil, dacă se are în vedere diversitatea de metode și aparate de măsurare utilizate de diferiți autori. Se impune deci ca alegerea valorilor pentru coeficienții de debit să se facă cu multă precauție, iar forma de prezentare să fie adecvată scopului. La proiectarea asistată de calculator este foarte important să se dispună de valorile coeficienților de debit sub formă de relații de calcul, ceea ce constituie o dificultate în plus, datorită faptului că majoritatea datelor sînt prezentate sub formă de tabele și grafice trasate prin puncte.

Există de asemenea și unele încercări de determinare teoretică a coeficientului de debit [5.1], [5.3], dar acestea se referă la configurații particulare și au un domeniu restrîns de aplicabilitate. De aceea, în continuare vor fi prezentate numai metodele experimentale uzuale, care au un grad mai larg de utilizare.

Determinarea coeficientului de debit în funcție de coeficientul de rezistență. Pornindu-se de la ecuația lui Bernoulli (denumită și ecuația energiei sau presiunii) pentru fluide compresibile [5.3], scrisă pentru secțiunile 1—1, m—m și 2—2 (fig. 5.4) în condițiile unei evoluții adiabatică

$$\begin{aligned} \frac{w_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1}{\rho_1} &= \frac{w_M^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_m}{\rho_m} + \xi_{1-m} \frac{w_M^2}{2} = \\ &= \frac{w_2^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_2}{\rho_2} + \xi_{1-2} \frac{w_M^2}{2}, \end{aligned} \quad (5.45)$$

în care pierderile de presiune pe porțiunile 1—m și 1—2 au fost raportate la viteza maximă de curgere și neglijîndu-se vitezele la intrare și ieșire ($w_1^2 = w_2^2 = 0$) se obține

$$\begin{aligned} w_M &= \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{1-m}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_m}{\rho_m} \right)} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{\xi_{1-2}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} \right)}. \end{aligned} \quad (5.46)$$

Ținîndu-se cont de relația (5.13) se poate scrie

$$\begin{aligned} P_m/\rho_m &= RT_1 (P_m/P_1)^{(\kappa-1)/\kappa}; & P_2/\rho_2 &= RT_1 (P_2/P_1)^{(\kappa-1)/\kappa}; \\ P_1/\rho_1 &= RT_1 \end{aligned} \quad (5.47)$$

și înlocuindu-se în (5.46) rezultă

$$w_M = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{in}}} \sqrt{\frac{2\kappa RT_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} \quad (5.48)$$

și

$$w_M = \frac{1}{\sqrt{\xi_{1-2}}} \sqrt{\frac{2\kappa RT_1}{\kappa - 1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\kappa-1)/\kappa} \right]} \quad (5.49)$$

în care coeficientul ξ_{1-m} a fost luat egal cu coeficientul de pierderi locale la intrare ξ_{in} . Viteza w_M astfel calculată poate fi considerată drept *viteza reală* de curgere și, în consecință, debitul real are expresia:

$$\begin{aligned} \dot{M}_{12} &= \mu A_{12} \rho_m w_M = \\ &= \frac{\mu A_{12} P_1}{\sqrt{1 + \xi_{in}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{RT_1(\kappa - 1)} \left[\left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{P_m}{P_1} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} \end{aligned} \quad (5.50)$$

Din analiza comparativă a relațiilor (5.30) și (5.50) rezultă următoarele *concluzii*:

1) Coeficientul de debit poate fi calculat în funcție de coeficientul de contracție $\mu = A_m/A_{12}$ și coeficientul de pierderi locale la intrare ξ_{in} cu relația

$$\alpha_{12} = \mu / \sqrt{1 + \xi_{in}}; \quad (5.51)$$

2) Acceptîndu-se aproximația $P_m \approx P_2$ (analizată în §. 5.1.2.2.), coeficientul de debit se poate calcula și cu relația

$$\alpha_{12} = \mu / \sqrt{\xi_{1-2}}, \quad (5.52)$$

în care ξ_{1-2} este coeficientul de pierderi intrare-ieșire, raportat la secțiunea minimă de curgere. În cazul general, pentru orificiile de orice formă și $Re \geq 10^5$, coeficientul ξ_{1-2} are expresia [5.1]

$$\begin{aligned} \xi_{1-2} &= \frac{\Delta P_{1-2}}{\frac{\rho w_M^2}{2}} = \xi_{in} \left(1 - \frac{A_{12}}{A_1} \right) + \left(1 - \frac{A_{12}}{A_2} \right)^2 + \\ &+ \tau \sqrt{1 - \frac{A_{12}}{A_1} \left(1 - \frac{A_{12}}{A_2} \right) + \xi_a}, \end{aligned} \quad (5.53)$$

în care τ este un coeficient care ține cont de lungimea orificiului și forma muchiei de intrare, $\xi_a = \lambda l/d$ — coeficientul de rezistență distribuită pe lungimea orificiului, iar λ — coeficientul lui Darcy.

Expresia (5.53) are forma simplă

$$\xi_{1-2} = 1 + \xi_{in}$$

dacă $A_{12}/A_1 \approx 0$; $A_{12}/A_2 \approx 0$ și raportul l/d este relativ mic ($l/d < 3$).

3) Pentru rezistențele pneumatice la care fenomenul de contracție a jetului este neglijabil ($\mu \approx 1$ — cazul ajutărilor convergente, orificiilor cu muchii rotunjite sau teșite etc.) și/sau pentru numere Reynolds mici ($Re < 10^3$), coeficientul de debit se poate determina aproximativ astfel

$$\alpha_{12} = 1/\sqrt{\xi_{1-2}} = 1/\sqrt{1 + \xi_{in}}. \quad (5.54)$$

Relația (5.54) se aplică totuși în toate cazurile când nu sînt disponibile alte date sau atunci când nu există condițiile necesare efectuării unor determinări experimentale. Rezultatele obținute prin această metodă sînt evident mai puțin precise, dar acceptabile pentru aplicațiile industriale. Avantajul metodei constă în aceea că pentru coeficienții de pierderi există un volum relativ mare de date experimentale, care acoperă practic toate configurațiile posibile.

Determinarea coeficientului de debit prin măsurarea debitului. Aplicîndu-se relația de definiție (5.28), coeficientul de debit se poate determina experimental dacă se măsoară debitul de fluid prin rezistență și parametrii ce intervin în formula de calcul (5.30), respectiv presiunea statică P_1 și temperatura T_1 din amonte, presiunea statică P_2 din aval și aria geometrică minimă A_{12} . Măsurarea debitelor de gaze se poate efectua cu diferite mijloace (rotametre, debitmetre cu turbină, debitmetre volumetrice, instalații cu elemente de strangulare, anemometre etc.), dar marea majoritate a acestora indică debitul volumetric, a cărui valoare trebuie raportată la condițiile de referință de temperatură și presiune. Apare deci necesitatea conversiei debitului masic în debit volumetric sau invers, care se realizează cu relația

$$\dot{V}_N = \dot{M} / \rho_N, \quad (5.55)$$

în care ρ_N este densitatea gazului uscat în condiții normale fizice, în kg/m^3 .

În conformitate cu STAS 1665-75, *starea normală fizică*, pentru care se folosește indicele N , este caracterizată prin:

- temperatura normală fizică, $t_N = 0^\circ\text{C}$ ($T_N = 273,15 \text{ K}$);
- presiunea normală fizică, $P_N = 101325 \text{ N/m}^2 = 760 \text{ mm Hg}$, iar *starea normală tehnică*, pentru care se folosește indicele n , prin parametrii:
- temperatura normală tehnică, $t_n = 20^\circ\text{C}$ ($T_n = 293,15 \text{ K}$);
- presiunea normală tehnică, $P_n = 98\,066,5 \text{ N/m}^2 = 735,5 \text{ mmHg}$.

Dacă condițiile (T, P) în care s-a efectuat măsurarea debitului volumetric sînt diferite de cele normale, atunci raportarea la starea normală (pentru gazele uscate) se face cu relația

$$\dot{V}_N = \dot{V} \frac{T}{T_N} \frac{P_N}{P}. \quad (5.56)$$

Măsurarea cu precizie ridicată a debitelor volumetrice de gaze se realizează cu ajutorul instalațiilor de tip CALIFLOW, a căror schemă de funcționare este ilustrată în fig. 5.8. Pornindu-se chiar de la relația de definiție a debitului volumetric, măsurarea se bazează pe acumularea unui volum de gaz bine determinat într-un timp cunoscut. În acest scop se folosește un cilindru vertical 1 din sticlă specială, în interiorul căruia se deplasează un piston 2 din material plastic, legat prin intermediul benzii metalice 3 cu contragreutatea 4, care echilibrează parțial greutatea pistonului. Între cilindru și piston se află o „garnitură” inelară din mercur, astfel încît frecarea

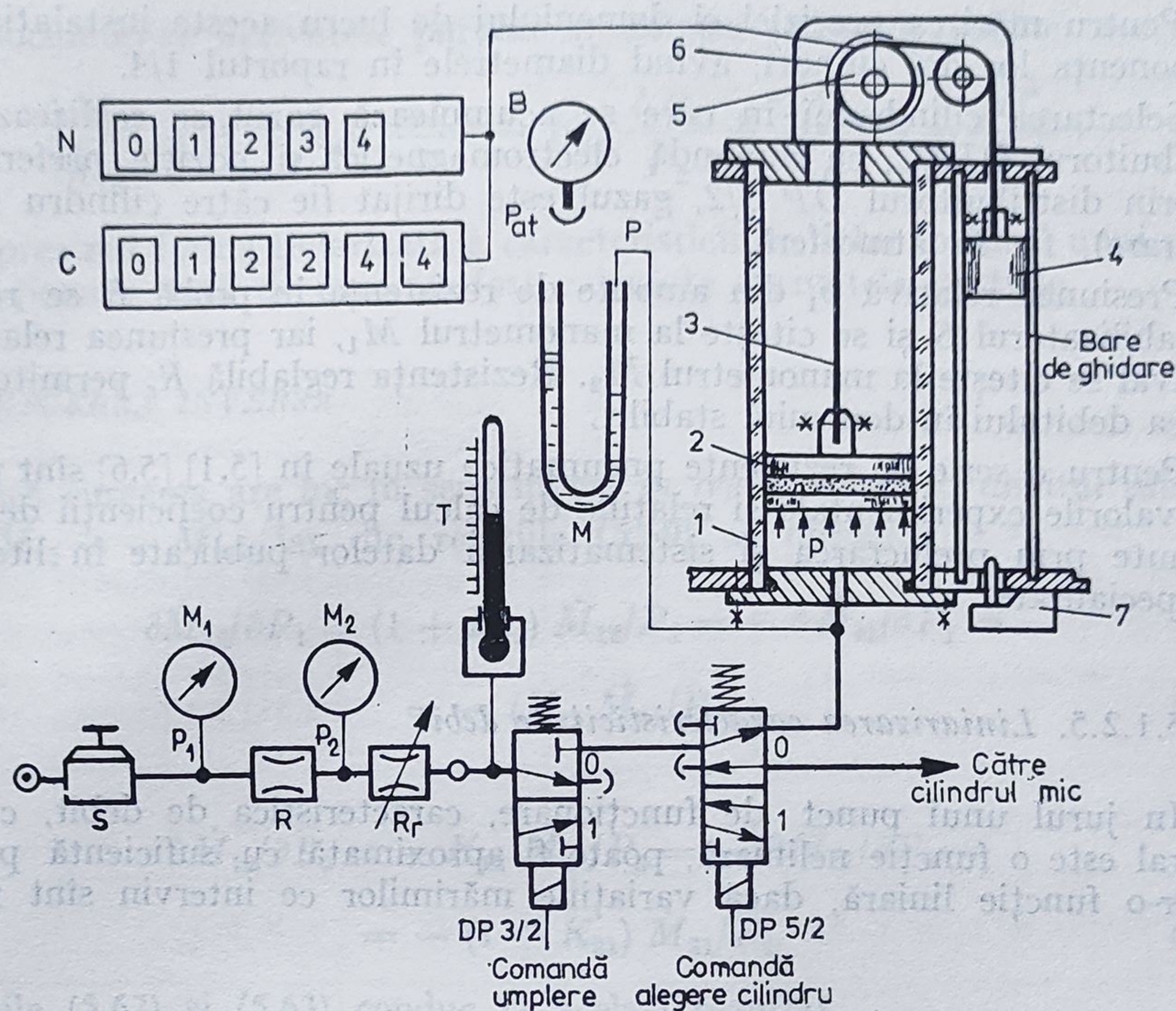


Fig. 5.8.. Schema instalației de tip CALIFLOW pentru măsurarea debitelor volumetrice.

este foarte redusă, iar etanșarea este perfectă. În acest fel, presiunea necesară pentru ridicarea pistonului este foarte mică (30 ... 50 mm H₂O) și se elimină pericolul distrugerii garniturii din mercur. Arborele rolei 5 este cuplat cu un traductor incremental de rotație 6, care transformă deplasarea pistonului într-un număr proporțional de impulsuri electrice, afișat de către numărătorul N. Primul impuls emis de traductorul 6 inițiază și un cronometru electronic digital C, care afișează timpul scurs până la ultimul impuls recepționat.

Când pistonul ajunge la poziția limită superioară (respectiv, contragreutatea 4 închide microîntrerupătorul 7) sau când operatorul apasă pe butonul STOP, numărătorul și cronometrul se opresc, afișând numărul total de impulsuri N (care printr-un factor de conversie reprezintă volumul de gaz) și timpul total τ pentru acumularea volumului de gaz. Instalația mai este prevăzută cu un barometru B pentru măsurarea presiunii atmosferice, cu un manometru M pentru măsurarea suprapresiunii din cilindru și cu un termometru T, care măsoară temperatura gazului la intrarea în cilindru.

Pentru prelucrarea datelor, instalația este dotată cu un minicalculator programabil, care afișează direct debitul volumetric în condiții standard ($T_s = 293,15$ K; $P_s = 760$ mm Hg), conform relației

$$\dot{V}_s = \frac{N}{K_c \tau} \frac{T_s}{273,15 + t} \cdot \frac{P_{at} + \phi}{P_s}, \quad (5.57)$$

în care K_c este constanta cilindrului.

Pentru mărirea preciziei și domeniului de lucru aceste instalații au în componența lor doi cilindri, avînd diametrele în raportul 1/4.

Selectarea cilindrului în care se acumulează gazul se realizează prin distribuitorul $DP5/2$, cu comandă electromagnetică și poziție preferențială, iar prin distribuitorul $DP 3/2$, gazul este dirijat fie către cilindru (pentru măsurare), fie în atmosferă.

Presiunea relativă p_1 din amonte de rezistența în probă R se reglează cu stabilizatorul S și se citește la manometrul M_1 , iar presiunea relativă p_2 din aval se citește la manometrul M_2 . Rezistența reglabilă R , permite modificarea debitului în domeniul stabilit.

Pentru o serie de rezistențe pneumatice uzuale în [5.1] [5.6] sînt prezentate valorile experimentale și relațiile de calcul pentru coeficienții de debit, obținute prin prelucrarea și sistematizarea datelor publicate în literatura de specialitate.

5.1.2.5. Liniarizarea caracteristicii de debit

În jurul unui punct de funcționare, caracteristica de debit, care în general este o funcție neliniară, poate fi aproximată cu suficientă precizie printr-o funcție liniară, dacă variațiile mărimilor ce intervin sînt relativ mici.

CURGEREA DIRECTĂ

Pornindu-se de la relația (5.30) pentru curgerea directă de la P_1 la P_2 se poate scrie [5.4]

$$\Delta \dot{M}_{12} = \frac{\partial \dot{M}_{12}}{\partial P_1} \Delta P_1 + \frac{\partial \dot{M}_{12}}{\partial P_2} \Delta P_2 + \frac{\partial \dot{M}_{12}}{\partial A_{12}} \Delta A_{12} + \frac{\partial \dot{M}_{12}}{\partial T_1} \Delta T_1, \quad (5.58)$$

în care derivatele parțiale au expresiile

$$\partial \dot{M}_{12} / \partial P_1 = (1 + K_{12}) \dot{M}_{12} / P_1; \quad \partial \dot{M}_{12} / \partial P_2 = -K_{12} \dot{M}_{12} / P_2 \quad (5.59)$$

$$\partial \dot{M}_{12} / \partial A_{12} = \dot{M}_{12} / A_{12}; \quad \partial \dot{M}_{12} / \partial T_1 = -\dot{M}_{12} / 2T_1.$$

Factorul adimensional K_{12} este egal cu produsul dintre raportul presiunilor absolute $\beta_{12} = P_1/P_2$ și variația relativă a factorului de debit N_{12} , iar pentru regimul subsonic de curgere se calculează cu relația

$$K_{12} = \frac{P_1/P_2}{N_{12}} \frac{\partial N_{12}}{\partial (P_1/P_2)} = \frac{(\kappa - 1)/2\kappa}{(P_1/P_2)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1} - \frac{1}{\kappa} \quad (5.60)$$

dacă $P_2 > \beta_{cr} P_1$ sau $P_1/P_2 < 1/\beta_{cr}$.

Pentru curgerea sonică sau supersonică în sens direct ($N_{12} = 1$), factorul K_{12} este egal cu zero.

$$K_{12} = 0, \text{ dacă } P_2 \leq \beta_{cr} P_1 \text{ sau } P_1/P_2 \geq 1/\beta_{cr}.$$

Înlocuindu-se derivatele parțiale în relația (5.58) se obține

$$\frac{\Delta \dot{M}_{12}}{\dot{M}_{12}} = (1 + K_{12}) \frac{\Delta P_1}{P_1} - K_{12} \frac{\Delta P_2}{P_2} + \frac{\Delta A_{12}}{A_{12}} - \frac{1}{2} \frac{\Delta T_1}{T_1}, \quad (5.61)$$

care reprezintă forma liniarizată a caracteristicii de debit în jurul unui punct de funcționare, față de care au fost calculate derivatele parțiale.

CURGEREA INVERSĂ

Dacă curgerea are loc în sens invers în regim subsonic, debitul este negativ $\dot{M}_{12} = -\dot{M}_{21}$, iar din relațiile (5.59) se obține

$$\begin{aligned} \partial \dot{M}_{12} / \partial P_1 &= (1 + K_{12}) \dot{M}_{12} / P_1 = - \partial \dot{M}_{21} / \partial P_1 = \\ &= - (K_{21} \dot{M}_{21} / P_1) \end{aligned} \quad (5.62)$$

și

$$\begin{aligned} \partial \dot{M}_{12} / \partial P_2 &= - K_{12} \dot{M}_{12} / P_2 = - \partial \dot{M}_{21} / \partial P_2 = \\ &= - (1 + K_{21}) \dot{M}_{21} / P_2. \end{aligned} \quad (5.63)$$

Ecuațiile (5.62) și (5.63) conduc la același rezultat

$$K_{12} = -1 - K_{21} \quad (5.64)$$

unde K_{21} se calculează cu relația (5.60), în care se schimbă P_1 cu P_2 și invers.

Pentru regimul sonic negativ K_{21} este zero și din (5.64) rezultă $K_{12} = -1$.

CURGEREA NULĂ

Dacă $P_1 = P_2$ din relația (5.60) se obține $K_{12} = \infty$. Pentru a elimina această nedeterminare, când în program avem $P_1 = P_2$, se alocă valoarea $K_{12} = 100.000$. Această valoare corespunde raportului $P_1/P_2 = 1,00001$.

5.1.2.6. Subprogramul de calcul DMRT

Acest subprogram a fost realizat pentru calculul debitului masic de aer printr-o rezistență turbulentă în funcție de presiunile absolute din aval și amonte, indiferent de sensul de curgere. Subprogramul furnizează de asemenea valorile coeficienților de liniarizare într-un punct mediu de funcționare.

Datele inițiale necesare subprogramului DMRT sînt prezentate în tabelul 5.2.

Datele furnizate de subprogramul DMRT sînt prezentate în tabelul 5.3.

Procedura de calcul este următoarea:

1°. Se calculează pasul de variație a presiunii P1

$$PAS = (P1 - P2) / NI;$$

Tabelul 5.2

Mărimea	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valoarea numerică pentru exemplul 5.1.
Presiunea absolută variabilă, P_1 (valoarea maximă sau minimă)	$N \cdot m^{-2}$	P1	2.513 E5 (curgere directă) 1.014 E5 (curgere inversă)
Presiunea absolută constantă, P_2	$N \cdot m^{-2}$	P2	1.013 E5 (curgere directă) 2.513 E5 (curgere inversă)
Temperatura absolută, T	K	T	293.15
Aria geometrică de curgere, A_{12}	m^2	A12	$\pi/16$ E-6
Coeficientul de debit, α_{12}	—	AL	0.84
Numărul de intervale, n_i	—	NI	15

Tabelul 5.3

Mărimea	Presiunea absolută, P_1	Diferența de presiune, $ P_1 - P_2 $	Debitul masic, \dot{M}_{12} (rel. 5.35)	Coeficienții de liniarizare (rel. 5.59)			
				$\partial \dot{M}_{12} / \partial P_2$	$\partial \dot{M}_{12} / \partial A_{12}$	$\partial \dot{M}_{12} / \partial T$	$\partial \dot{M}_{12} / \partial P_1$
Unitatea de măsură	$N \cdot m^{-2}$	$N \cdot m^{-2}$	$kg \cdot s^{-1}$	$\frac{kg \cdot s^{-1}}{N \cdot m^{-2}}$	$\frac{kg \cdot s^{-1}}{m^2}$	$\frac{kg \cdot s^{-1}}{K}$	$\frac{kg \cdot s^{-1}}{N \cdot m^{-2}}$
Simbolul FORTRAN	P1	DP	DM	DP2	DA12	DT	DP1

2°. Se stabilește regimul de curgere prin compararea valorilor raportului $P2/P1$ cu limitele precizate în tabelul 5.1 și se calculează factorul de debit $CN(P1, P2)$, notat în text cu N_{12} ;

3°. Se calculează debitul masic cu relația (5.35)

$$DM = 0,04042 * P1 * A12 * CN(P1, P2) / \sqrt{T};$$

4°. Se calculează coeficienții de liniarizare definiți ca derivate parțiale ale debitului masic în funcție de mărimile P_2 ; A_{12} ; T ; P_1 , cu relațiile (5.59)

$$DP_2 = -CK(P_1, P_2) * DM/P_2;$$

$$DA_{12} = DM/A_{12};$$

$$DT = -DM/(2 * T);$$

$$DP_1 = (1. + CK(P_1, P_2)) * DM/P_1;$$

5°. Se tipăresc valorile calculate conform tabelului 5.3;

6°. Se calculează următoarea valoare a presiunii P_1 .

$$P_1 = P_1 - PAS$$

și se reia procedura de calcul de la punctul 2.

Programul principal, împreună cu subprogramul DMRT sînt prezentate în listingul 5.1

Listing 5.1

```

COMMON P1,P2,T,AL,A12,NW
NW=1
NR=1
WRITE(NW,4)
4  FORMAT(3X,'INTRODUCETI NUMARUL DE PUNCTE'/)
   READ(NR,1)NI
1  FORMAT(I3)
   WRITE(NW,5)
5  FORMAT(3X,'INTRODUCETI:P1,P2,T,AL,A12'/)
   READ(NR,2)P1,P2,T,AL,A12
2  FORMAT(5F10.2)
   WRITE(NW,6)
6  FORMAT(6X,'P1',10X,'DP',9X,'DM',7X,'DP2',9X,'DA12',
%8X,'DT',9X,'DP1'/)
   PAS=(P1-P2)/NI
   NI=NI+1
   DO 3 I=1,NI
   CALL DMRT
   P1=P1-PAS
3  CONTINUE
   STOP
   END
SUBROUTINE DMRT
REAL N12,K12
COMMON P1,P2,T,AL,A12,NW
DM=0.04042*P1*AL*A12*CN(P1,P2)/SQRT(T)
K12=CK(P1,P2)
DP1=(1+K12)*DM/P1
DP2=-K12*DM/P2
DA12=DM/A12
DT=-DM/(2*T)
DP=ABS(P1-P2)
WRITE(NW,7)P1,DP,DM,DP2,DA12,DT,DP1
7  FORMAT(1X,7E11.4)
   RETURN
   END

```


Exemplul 5.1. Pentru un orificiu scurt de secțiune circulară (fig. 5.1, a) cu diametrul $d = 0,5$ mm și coeficientul de debit $\alpha_{12} = 0,84$, funcționând în condițiile de presiune și temperatură menționate în tabelul 5.2, rezultatele obținute prin rularea subprogramului DMRT sînt prezentate în listingul 5.2.

Listing 5.2

INTRODUCETI NUMARUL DE INTERVALE
15

INTRODUCETI: P1, P2, T, AL, A12
2.513E5, 1.013E5, 293.15, 0.84, 0.19635E-6

P1	DP	DM	DP2	DA12	DT	DP1
.2513E+06	.1500E+06	.9785E-04	.0000E+01	.4983E+03	-.1669E-06	.3894E-09
.2413E+06	.1400E+06	.9395E-04	.0000E+01	.4785E+03	-.1603E-06	.3894E-09
.2313E+06	.1300E+06	.9006E-04	.0000E+01	.4587E+03	-.1536E-06	.3894E-09
.2213E+06	.1200E+06	.8617E-04	.0000E+01	.4388E+03	-.1470E-06	.3894E-09
.2113E+06	.1100E+06	.8227E-04	.0000E+01	.4190E+03	-.1403E-06	.3894E-09
.2013E+06	.1000E+06	.7838E-04	.0000E+01	.3992E+03	-.1337E-06	.3894E-09
.1913E+06	.9000E+05	.7449E-04	-.2138E-11	.3794E+03	-.1270E-06	.3905E-09
.1813E+06	.8000E+05	.7045E-04	-.5234E-10	.3588E+03	-.1202E-06	.4178E-09
.1713E+06	.7000E+05	.6611E-04	-.1095E-09	.3367E+03	-.1128E-06	.4507E-09
.1613E+06	.6000E+05	.6141E-04	-.1762E-09	.3128E+03	-.1047E-06	.4914E-09
.1513E+06	.5000E+05	.5625E-04	-.2565E-09	.2865E+03	-.9593E-07	.5435E-09
.1413E+06	.4000E+05	.5048E-04	-.3577E-09	.2571E+03	-.8610E-07	.6137E-09
.1313E+06	.3000E+05	.4387E-04	-.4948E-09	.2234E+03	-.7482E-07	.7159E-09
.1213E+06	.2000E+05	.3594E-04	-.7061E-09	.1831E+03	-.6131E-07	.8860E-09
.1113E+06	.1000E+05	.2551E-04	-.1139E-08	.1299E+03	-.4350E-07	.1266E-08
.1013E+06	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01 STOP

INTRODUCETI NUMARUL DE INTERVALE
15

INTRODUCETI: P1, P2, T, AL, A12
1.013E5, 2.513E5, 293.15, 0.84, 0.19635E-6

P1	DP	DM	DP2	DA12	DT	DP1
.1013E+06	.1500E+06	-.9785E-04	-.3894E-09	-.4983E+03	.1669E-06	.0000E+01
.1113E+06	.1400E+06	-.9785E-04	-.3894E-09	-.4983E+03	.1669E-06	.0000E+01
.1213E+06	.1300E+06	-.9785E-04	-.3894E-09	-.4983E+03	.1669E-06	.0000E+01
.1313E+06	.1200E+06	-.9785E-04	-.3894E-09	-.4983E+03	.1669E-06	.0000E+01
.1413E+06	.1100E+06	-.9760E-04	-.4213E-09	-.4971E+03	.1665E-06	.5847E-10
.1513E+06	.1000E+06	-.9667E-04	-.4622E-09	-.4923E+03	.1649E-06	.1287E-09
.1613E+06	.9000E+05	-.9502E-04	-.5080E-09	-.4839E+03	.1621E-06	.2023E-09
.1713E+06	.8000E+05	-.9260E-04	-.5602E-09	-.4716E+03	.1579E-06	.2813E-09
.1813E+06	.7000E+05	-.8936E-04	-.6212E-09	-.4551E+03	.1524E-06	.3681E-09
.1913E+06	.6000E+05	-.8520E-04	-.6944E-09	-.4339E+03	.1453E-06	.4668E-09
.2013E+06	.5000E+05	-.7997E-04	-.7856E-09	-.4073E+03	.1364E-06	.5835E-09
.2113E+06	.4000E+05	-.7344E-04	-.9056E-09	-.3740E+03	.1253E-06	.7295E-09
.2213E+06	.3000E+05	-.6521E-04	-.1076E-08	-.3321E+03	.1112E-06	.9275E-09
.2313E+06	.2000E+05	-.5453E-04	-.1355E-08	-.2777E+03	.9300E-07	.1236E-08
.2413E+06	.1000E+05	-.3945E-04	-.1966E-08	-.2009E+03	.6728E-07	.1884E-08
.2513E+06	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01	.0000E+01 STOP

Caracteristica debit masic - diferență de presiune este prezentată în fig. 5.9.

5.1.3. Rezistențe laminare (distribuite)

Conform definițiilor prezentate anterior (§. 5.1.1) în categoria rezistențelor cu curgere laminară sînt incluse restrictoarele caracterizate printr-o lungime relativ mare și secțiune transversală mică, prin care curgerea are

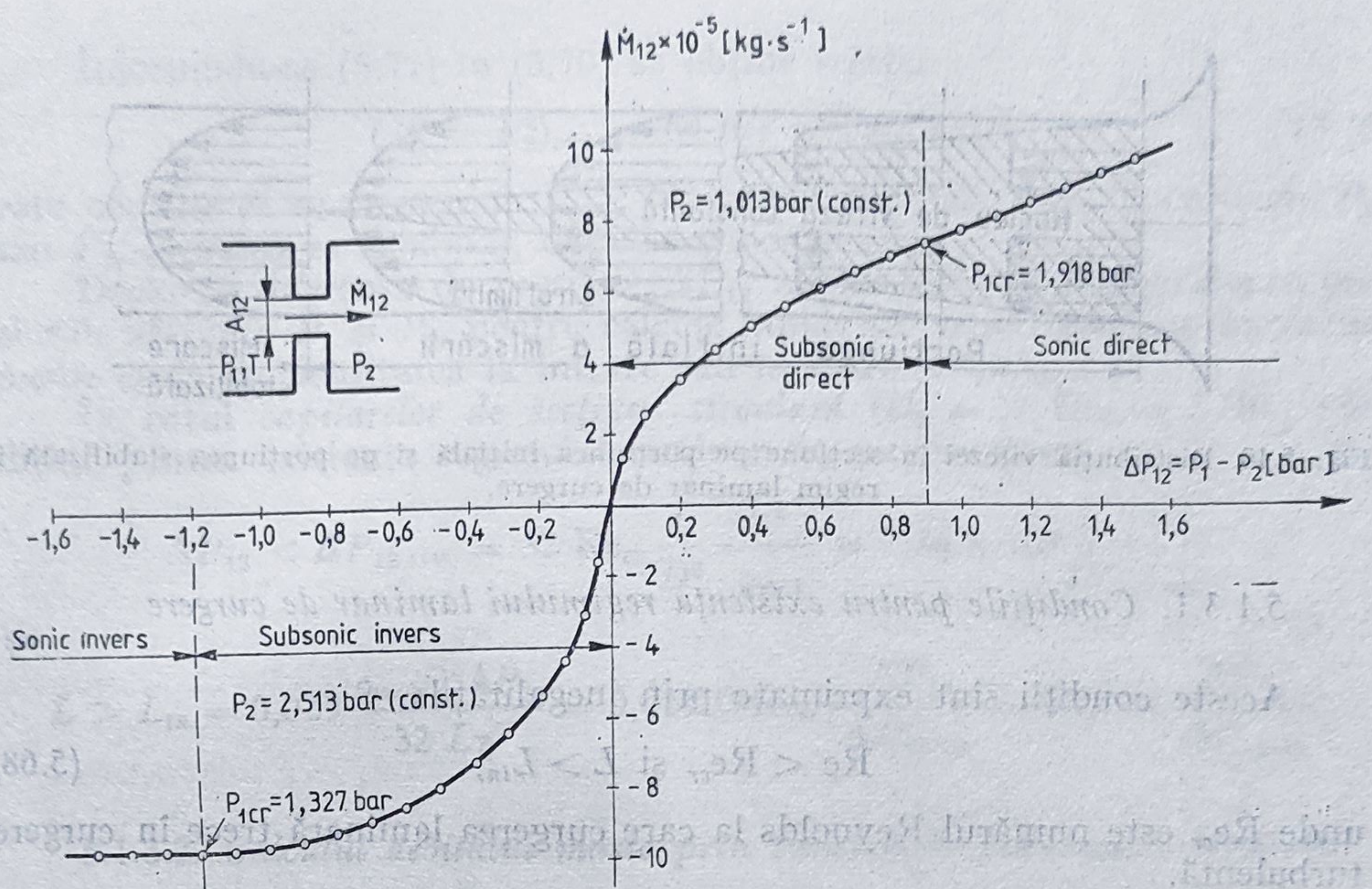


Fig. 5.9. Caracteristica statică debit masic-diferență de presiune pentru exemplul 5.1.

loc cu viteze mult mai mici decât viteza sunetului, iar numărul Reynolds nu depășește valoarea critică. Pierderile de presiune predominante sînt distribuite pe lungimea rezistenței și se datoresc, în principal, frecării vîscoase dintre straturile paralele de fluid. Coeficientul de pierderi distribuite ξ_a , pentru o rezistență de lungime L și diametru hidraulic $D_H = 4A/P_u$, este exprimat prin relația

$$\xi_a = \lambda L / D_H \quad (5.65)$$

în care λ este coeficientul lui Darcy, determinat experimental în funcție de regimul de curgere și de rugozitatea suprafeței interioare; pentru regimul laminar ($Re < Re_{cr}$) și pereți netezi, se calculează cu relația Poiseuille

$$\lambda = 64 / Re. \quad (5.66)$$

La mișcarea fluidelor în regim laminar prin rezistențe drepte se disting două porțiuni de curgere (fig. 5.10): *porțiunea inițială*, pe care perturbațiile de la intrare sînt treptat atenuate, iar distribuția vitezelor în secțiune este mai uniformă și *porțiunea stabilizată*, pe care distribuția vitezelor în secțiune se stabilește după o parabolă și se păstrează nemodificată pe restul lungimii rezistenței.

Lungimea porțiunii inițiale, pentru rezistențele cu secțiune circulară, inelară sau dreptunghiulară (avînd raportul laturilor în limitele 0,7 ... 1,5), este dată de relația

$$L_{in} = 0,029 D_H Re. \quad (5.67)$$

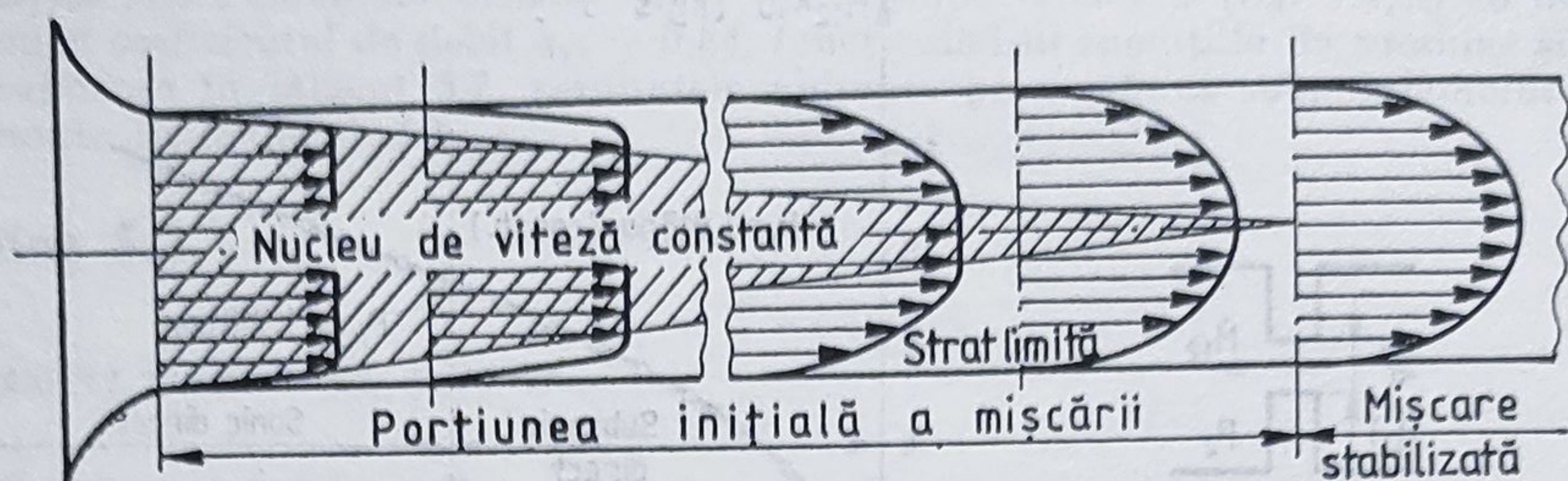


Fig. 5.10. Distribuția vitezei în secțiune pe porțiunea inițială și pe porțiunea stabilizată în regim laminar de curgere.

5.1.3.1. Condițiile pentru existența regimului laminar de curgere

Aceste condiții sînt exprimate prin inegalitățile

$$Re < Re_{cr} \text{ și } L > L_{in}, \quad (5.68)$$

unde Re_{cr} este numărul Reynolds la care curgerea laminară trece în curgere turbulentă.

Pentru rezistențele de secțiune circulară valoarea recomandată este $Re_{cr} = 2300$, iar pentru cele de secțiune inelară $Re_{cr} = 1100$ [5.2].

În practică este mai comod să se raporteze aceste condiții la diferența de presiune intrare-ieșire $\Delta P_{12} = \Delta p_{12}$. Astfel, pornindu-se de la expresia generală a legii Poiseuille [5.2]

$$\Delta P_{12} = \frac{64}{Re} \frac{L}{D_H} \frac{\rho w^2}{2} \quad (5.69)$$

și înlocuindu-se $Re = Re_{cr}$ și $w = \frac{\eta Re}{\rho D_H}$ se obține diferența de presiune limită la care are loc trecerea din regimul laminar în cel turbulent

$$\Delta P_{12 \text{ lim}} = 32 Re_{cr} \frac{L}{D_H^3} \frac{\eta^2}{\rho_{med}}. \quad (5.70)$$

Pentru calculele exacte, densitatea medie trebuie exprimată în funcție de temperatură și presiunea medie, alegîndu-se, de la caz la caz, una din expresiile

$$\rho_{med} = \frac{P_1 + P_2}{2RT} = \frac{P_2 + \Delta P_{12}/2}{RT} = \frac{P_1 - \Delta P_{12}/2}{RT} \quad (5.71)$$

unde $\Delta P_{12} = \Delta P_{12 \text{ lim}}$.

De asemenea, viscozitatea gazelor se modifică ușor cu temperatura, legea de variație fiind [5.3], [5.1]

$$\eta = \eta_N \sqrt{\frac{T}{273,15}} \frac{1 + C/273,15}{1 + C/T} = \eta_N \frac{273,15 + C}{T + C} \left(\frac{T}{273,15} \right)^{3/2}, \quad (5.72)$$

în care C este constanta lui Sutherland ($C = 112$ pentru aer).

Înlocuindu-se (5.71) în (5.70) se obține relația

$$(P_1^2 - P_2^2)_{lim} = 64 RT \eta^2 Re_{cr} L / D_H^3 \quad (5.73)$$

care permite să se determine P_{1lim} (valoarea maximă), dacă se cunoaște P_2 , sau P_{2lim} (valoarea minimă), dacă se cunoaște P_1 .

Deoarece diferența de presiune ΔP_{12} relativ mică în comparație cu presiunile absolute P_1 și P_2 , pentru calcule rapide se poate considera densitatea medie egală cu densitatea la intrare sau la ieșire și $\eta \approx \eta_N$.

În cazul *capilarelor de secțiune circulară* ($D_H = D$, $Re_{cr} = 2300$) condițiile pentru existența regimului laminar de curgere devin

$$\Delta P_{12} < \Delta P_{12lim} = 32 Re_{cr} \frac{L}{D^3} \frac{\eta^2}{\rho_{med}} \approx 7,36 \times 10^4 \frac{L}{D^3} \frac{\eta^2}{\rho_{med}} \quad (5.74)$$

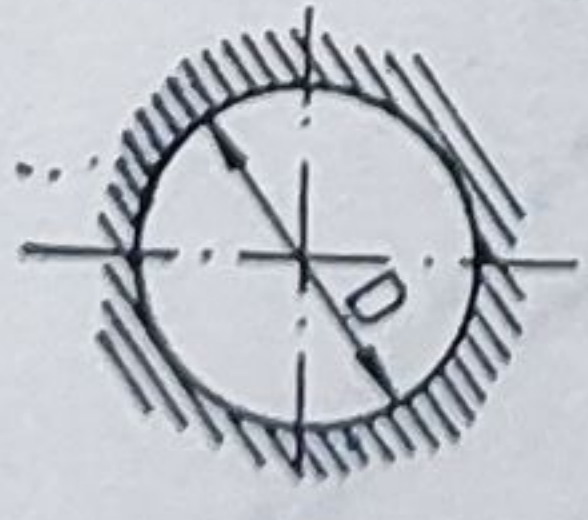

și

$$L > L_{in} = 0,029 \frac{\rho_{med} D^4 \Delta P_{12}}{32 L \eta^2} = 0,029 D Re_{cr} \frac{\Delta P_{12}}{\Delta P_{12lim}} = 66,7 D \frac{\Delta P_{12}}{\Delta P_{12lim}}.$$

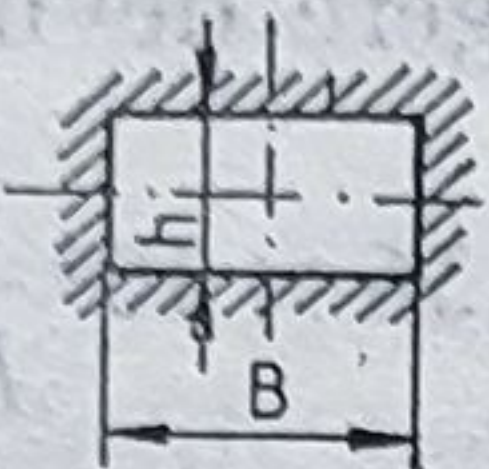
5.1.3.2. Calculul debitului masic prin rezistențele pneumatice laminare

Neglijându-se pierderile de energie pe porțiunea inițială, debitul masic prin rezistențele laminare se poate calcula pe baza relațiilor Hagen-Poiseuille [5.4], [5.7], considerându-se aerul ca fluid vâscos compresibil. Pentru rezistențele de secțiune circulară, inelară sau dreptunghiulară relațiile de calcul sînt prezentate în tabelul 5.4, în funcție de temperatură sau în funcție de densitatea medie (relația 5.71).

Tabelul 5.4

Tipul rezistenței	Schița de calcul	Relațiile de calcul	Numărul relației
1	2	3	4
Circulară		$\dot{M}_{12} = \frac{\pi D^4}{128 \eta L} \frac{P_1^2 - P_2^2}{2RT}$ $\dot{M}_{12} = A \frac{D^2}{32 \eta} \frac{\Delta P_{12}}{L} \rho_{med}$ $A = \pi D^2 / 4$	<p>(5.75)</p> <p>(5.76)</p>
Inelară		$\dot{M}_{12} = \frac{\pi D_m \delta^3}{12 \eta L} \frac{P_1^2 - P_2^2}{2RT} F_1 \left(\frac{d}{D} \right)$ $\dot{M}_{12} = A \frac{\delta^3}{12 \eta} \frac{\Delta P_{12}}{L} \rho_{med} F_1 \left(\frac{d}{D} \right)$ $D_m = (D + d)/2; \delta = (D - d)/2$ $A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) = \pi D_m \delta$	<p>(5.77)</p> <p>(5.78)</p>

Tabelul 5.4 (continuare)

1	2	3	4
		$F_1(d/D) = F_1(i) =$ $= \frac{3}{2} \left[\frac{1+i^3}{(1-i)^2} - \frac{1+i}{(1-i) \ln(1/i)} \right]$	(5.79)
Dreptunghiulară		$\dot{M}_{12} = \frac{Bh^3}{12\eta L} \frac{P_1^2 - P_2^2}{2RT}$ $\dot{M}_{12} = A \frac{h^2}{12\eta} \frac{\Delta P_{12}}{L} \rho_{med}$ $A = Bh$	 (5.80) (5.81)

5.1.3.3. Analiza factorilor de neliniaritate

Se observă că, neglijându-se variația densității cu căderea de presiune, caracteristica de debit $\dot{M}_{12} = f(\Delta P_{12})$ pentru rezistențele laminare este liniară. Proportionalitatea dintre debitul masic și căderea de presiune sugerează analogia cu legea lui Ohm din electricitate și introducerea noțiunii de *rezistență pneumatică*, definită prin raportul $R_p = \Delta P_{12}/\dot{M}$.

Folosindu-se relațiile din tabelul 5.4. rezultă

$$R_p = \frac{128 \eta L}{\pi D^4 \rho_{med}} \quad (5.82)$$

— pentru secțiunea circulară,

$$R_p = \frac{12 \eta L}{\pi D_m \delta^3 \rho_{med} F_1(d/D)} \quad (5.83)$$

— pentru secțiunea inelară și

$$R_p = \frac{12 \eta L}{Bh^3 \rho_{med}}$$

— pentru secțiunea dreptunghiulară.

În realitate, chiar în cazul îndeplinirii condițiilor pentru existența regimului laminar de curgere, caracteristica de debit prezintă *abateri de la forma teoretică liniară*, aceste abateri datorându-se următoarelor cauze:

- variației densității aerului în lungul rezistenței;
- variațiilor vitezelor de curgere în lungul rezistenței și apariției forțelor de inerție;
- căderilor de presiune suplimentare pe porțiunea inițială, a cărei lungime se modifică cu diferența de presiune intrare-ieșire.

Analiza simultană a influențelor tuturor acestor factori asupra procesului de curgere este dificilă și de aceea se procedează la estimarea separată a neliniarităților produse de fiecare factor în parte [5.2]. Astfel, pentru a pune în evidență influența variației densității aerului asupra caracteristicii de debit, ecuația (5.75) poate fi scrisă sub forma

$$\dot{M}_{12} = \frac{\pi D^4}{128 \eta L} \frac{\Delta P_{12}}{RT} \left(P_1 + \frac{\Delta P_{12}}{2} \right) = \frac{\pi D^4 P_1}{128 \eta L R T} \Delta P_{12} + \frac{\pi D^4}{256 \eta L R T} \Delta P_{12}^2. \quad (5.85)$$

Primul termen al relației (5.85) definește caracteristica teoretică liniară (considerându-se densitatea constantă și egală cu $\rho_1 = P_1/RT$), iar al doilea termen în ΔP_{12}^2 exprimă abaterea de la caracteristica liniară datorată variației densității în lungul rezistenței (fig. 5.11, b). În procente, raportul dintre al doilea termen și primul este egal cu $50 \Delta P_{12}/P_1$.

Influența forțelor de inerție poate fi luată în considerație prin mărirea coeficientului de pierderi distribuite ξ_d , avînd drept rezultat micșorarea vitezei de curgere (la aceeași diferență de presiune ΔP_{12}), așa cum rezultă

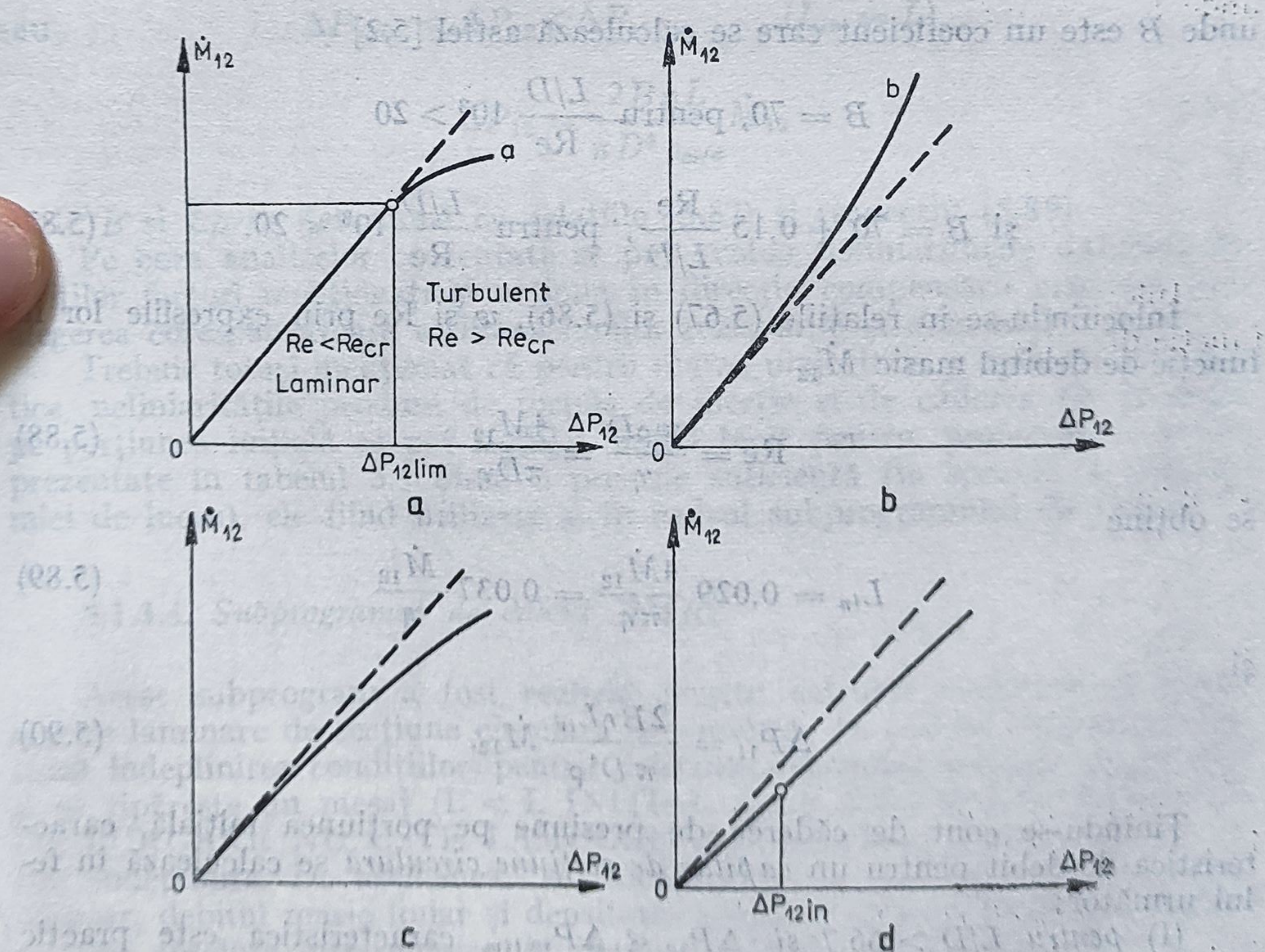


Fig. 5.11. Abaterile de la caracteristica de debit liniară în cazul rezistențelor laminare: a — abaterea datorată trecerii în regimul turbulent de curgere; b — abaterea datorată variației densității aerului în lungul rezistenței; c — abaterea datorată forțelor de inerție la modificarea vitezei de curgere; d — abaterea datorată pierderilor de presiune pe porțiunea inițială.

din relația (5.69). Neglijându-se influența celorlalți factori menționați, debitul de aer este deci mai mic decât în cazul când forțele de inerție sînt ignorate. Abaterea caracteristicii de debit de la caracteristica liniară, datorită efectului forțelor de inerție, este arătată în fig. 5.11, c.

Cercetări teoretice și experimentale [5.2] au demonstrat că pentru viteze de intrare relativ mici ($M_1 = w_1/a \leq 0,2$) abaterile datorate forțelor de inerție pot fi neglijate. Dacă viteza de curgere pe porțiunea inițială este mare ($0,7 > M_1 > 0,35$), căderea de presiune pe această porțiune devine importantă și rezistența trebuie tratată ca rezistență mixtă.

Din relațiile (5.74) rezultă că lungimea porțiunii inițiale crește o dată cu diferența de presiune intrare-ieșire ΔP_{12} , iar pentru o anumită diferență ΔP_{12in} , aceasta devine egală cu lungimea rezistenței, $L_{in} = L$. Se observă de asemenea că pentru $L > 0,029 Re_{cr} D \approx 66,7 D$ ($Re_{cr} = 2300$), $\Delta P_{12lim} < \Delta P_{12in}$, deci este suficient să se respecte condiția $\Delta P_{12} < \Delta P_{12lim}$, iar pentru $L < 66,7 D$, $\Delta P_{12lim} > \Delta P_{12in}$.

Căderea de presiune pe porțiunea inițială ΔP_{1i} se exprimă printr-o relație similară cu (5.69)

$$\Delta P_{1i} = \frac{B}{Re} \frac{L_{in}}{D} \frac{\rho w^2}{2} \quad (5.86)$$

unde B este un coeficient care se calculează astfel [5.2]

$$B = 70, \text{ pentru } \frac{L/D}{Re} 10^3 > 20$$

$$\text{și } B = 70 + 0,15 \frac{Re}{L/D}, \text{ pentru } \frac{L/D}{Re} 10^3 < 20. \quad (5.87)$$

Înlocuindu-se în relațiile (5.67) și (5.86), w și Re prin expresiile lor în funcție de debitul masic \dot{M}_{12}

$$Re = \frac{w \rho D}{\eta} = \frac{4 \dot{M}_{12}}{\pi D \eta} \quad (5.88)$$

se obține

$$L_{in} = 0,029 \frac{4 \dot{M}_{12}}{\pi \eta} = 0,037 \frac{\dot{M}_{12}}{\eta} \quad (5.89)$$

și

$$\Delta P_{1i} = \frac{2 B \eta L_{in}}{\pi D^4 \rho} \dot{M}_{12}. \quad (5.90)$$

Ținîndu-se cont de căderea de presiune pe porțiunea inițială, caracteristica de debit pentru un capilar de secțiune circulară se calculează în felul următor:

(I) pentru $L/D > 66,7$ și $\Delta P_{12} \ll \Delta P_{12lim}$ caracteristica este practic liniară și este definită de relația

$$\Delta P_{12} = \frac{128 \eta L}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12}. \quad (5.91)$$

(II) pentru $L/D > 66,7$ și $\Delta P_{12} \leq \Delta P_{12 \text{ lim}} (L_{in} < L)$ caracteristica este neliniară și are expresia

$$\Delta P_{12} = \Delta P_{1i} + \Delta P_{i2} = \frac{140 \eta L_{in}}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12} + \frac{128 \eta (L - L_{in})}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12}$$

sau ținându-se cont de relația (5.89)

$$\Delta P_{12} = \frac{128 \eta L}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12} + \frac{0,443}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12}^2 \quad (5.92)$$

în care termenul în \dot{M}_{12}^2 reprezintă neliniaritatea datorată căderii de presiune pe porțiunea inițială.

(III) pentru $L/D < 66,7$ și $\Delta P_{12} \leq \Delta P_{12 \text{ lim}}$ — pot apărea mai multe situații și anume:

$$\Delta P_{12} \leq \Delta P_{12in} \quad (L_{in} \leq L)$$

$$\Delta P_{12} = \Delta P_{1i} + \Delta P_{i2} = \frac{2\eta}{\pi D^4 \rho_{med}} [64 L + L_{in}(B - 64)] \dot{M}_{12} \quad (5.93)$$

sau $\Delta P_{12in} < \Delta P_{12} \leq \Delta P_{12lim} \quad (L_{in} = L)$

$$\Delta P_{12} = \frac{2B\eta L}{\pi D^4 \rho_{med}} \dot{M}_{12} \quad (5.94)$$

unde B și L_{in} se determină cu relațiile (5.87) și respectiv (5.89).

Pe baza analizelor prezentate se pot evalua neliniaritățile datorate diferiților factori menționați și acționa în direcția compensării acestora prin alegerea corespunzătoare a dimensiunilor rezistenței și domeniului de lucru.

Trebuie totuși menționat că pentru marea majoritate a aplicațiilor practice, neliniaritățile produse de forțele de inerție și de căderea de presiune pe porțiunea inițială se pot neglija, astfel încât pentru proiectare relațiile prezentate în tabelul 5.4 oferă o precizie suficientă (în special la presiuni mici de lucru), ele fiind utilizate și în cadrul subprogramului de calcul.

5.1.3.4. Subprogramul de calcul DMRL

Acest subprogram a fost realizat pentru calculul rezistențelor pneumatice laminare de secțiune circulară sau inelară. În cadrul acestuia se testează îndeplinirea condițiilor pentru existența regimului laminar de curgere și se tipărește un mesaj ($L < L_{\text{INIȚIAL}}$ și/sau $RE > RE_{\text{CR}}$, REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR) dacă una sau ambele condiții nu sînt îndeplinite. De asemenea, se calculează și se tipărește debitul masic sînelinar, debitul masic liniar și densitatea medie în funcție de diferența presiunilor absolute intrare-ieșire, indiferent de sensul de curgere. Aceste valori se calculează și se tipăresc și pentru punctele pentru care condițiile de laminaritate nu sînt îndeplinite.

Datele inițiale necesare subprogramului DMRL sînt prezentate în tabelul 5.5.

Tabelul 5.5

Mărimea	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valoarea numerică pentru exemplul 5.2.	
			Secțiune circulară	Secțiune inelară
Presiunea absolută variabilă, P_1 (valoarea maximă sau minimă)	$N \cdot m^{-2}$	P1	2.013 E5	
Presiunea absolută constantă, P_2	$N \cdot m^{-2}$	P2	1.013 E5	
Temperatura absolută, T	K	T	293.15	
Lungimea, L	m	L	0.1	
Diametrul exterior, D	m	DE	0.4E-3	0.5E-3
Diametrul interior, d	m	DI	—	0.3E-3
Numărul de intervale, n_i	—	NI	10	10

Datele furnizate de subprogramul DMRL sînt prezentate în tabelul 5.6.

Tabelul 5.6

Mărimea	Presiunea absolută, P_1	Diferența de presiune $ P_1 - P_2 $	Debitul masic neliniar \dot{M}_{12} (rel. 5.76, respectiv 5.78)	Debitul masic liniar, \dot{M}_{12} (rel. 5.76, respectiv 5.78 cu $\rho_{med} = \rho_2$)	Densitatea medie, ρ_{med} (rel. 5.71)
Unitatea de măsură	$N \cdot m^{-2}$	$N \cdot m^{-2}$	$kg \cdot s^{-1}$	$kg \cdot s^{-1}$	$kg \cdot m^{-3}$
Simbolul FORTRAN	P1	DP	DBN	DBL	ROM

Procedura de calcul este prezentată în rezumat, în continuare (în paranteză sînt trecute notațiile FORTRAN):

1°. Se calculează pasul de variație a presiunii P_1 (P1)

$$PAS = (P1 - P2)/NI;$$

2°. În funcție de tipul rezistenței (circulară sau inelară) se calculează $\delta(RO)$, $A(A)$, $i(VI)$, funcția $F_1(i) = F1(VI)$ cu rel. (5.79) și viscozitatea dinamică $\eta(VN)$ cu rel. (5.71);

3°. Pentru prima valoare a presiunii P_1 se calculează diferența de presiune $DP = P1 - P2$ și densitatea medie ρ_{med} (ROM) cu relația (5.71);

4°. Se calculează $D_H(DH = DE - DI)$, diferența de presiune limită $\Delta P_{12 \lim}$ (DP12L) cu rel. (5.70), lungimea sectorului inițial $L_{in}(VLIN)$ cu relația (5.74);

5°. Se verifică condițiile pentru existența regimului laminar de curgere

$$DP_{12} < DP_{12L}$$

$$L > VLIN$$

și se tipăresc mesajele menționate anterior, dacă aceste condiții nu sînt îndeplinite;

6°. Se calculează debitul masic neliniar (DBN) cu rel. (5.76) pentru secțiunea circulară, respectiv cu rel. (5.78) pentru secțiunea inelară, și debitul masic liniar (DBL) cu relațiile menționate mai sus în care $\rho_{med} = \rho_2 = P_2/RT$;

7°. Se tipăresc valorile calculate conform tabelului 5.6.;

8°. Se calculează următoarea valoare a presiunii P_1

$$P_1 = P_1 - PAS$$

și se reia procedura de calcul de la punctul 3°.

Programul principal, împreună cu *subprogramul DMRL* sînt prezentate în listingul 5.3.

Exemplul 5.2. Pentru două rezistențe, una de secțiune circulară și cealaltă de secțiune inelară, funcționînd în aceleași condiții de presiune și temperatură și avînd aceeași lungime și secțiune transversală (tabelul 5.5), rezultatele obținute prin rularea subprogramului DMRL sînt prezentate în listingul 5.4.

Pe baza acestor date au fost trasate caracteristicile debit masic (liniar și neliniar) — diferență de presiune intrare-ieșire, prezentate în fig. 5.12. Se observă că debitul masic prin rezistența de secțiune circulară este mai mare decît cel prin rezistența de secțiune inelară.

Din relațiile (5.75) și (5.77), pentru condiții identice de lucru și secțiuni egale ($D_{cil} = 2\sqrt{D_m\delta}$), rezultă că raportul debitelor masice este

$$\frac{\dot{M}_{12cil}}{\dot{M}_{12inel}} = \frac{3}{2} \frac{D_m}{\delta} = \frac{3(DE + DI)}{2(DE - DI)} = \frac{3 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,2} = 6$$

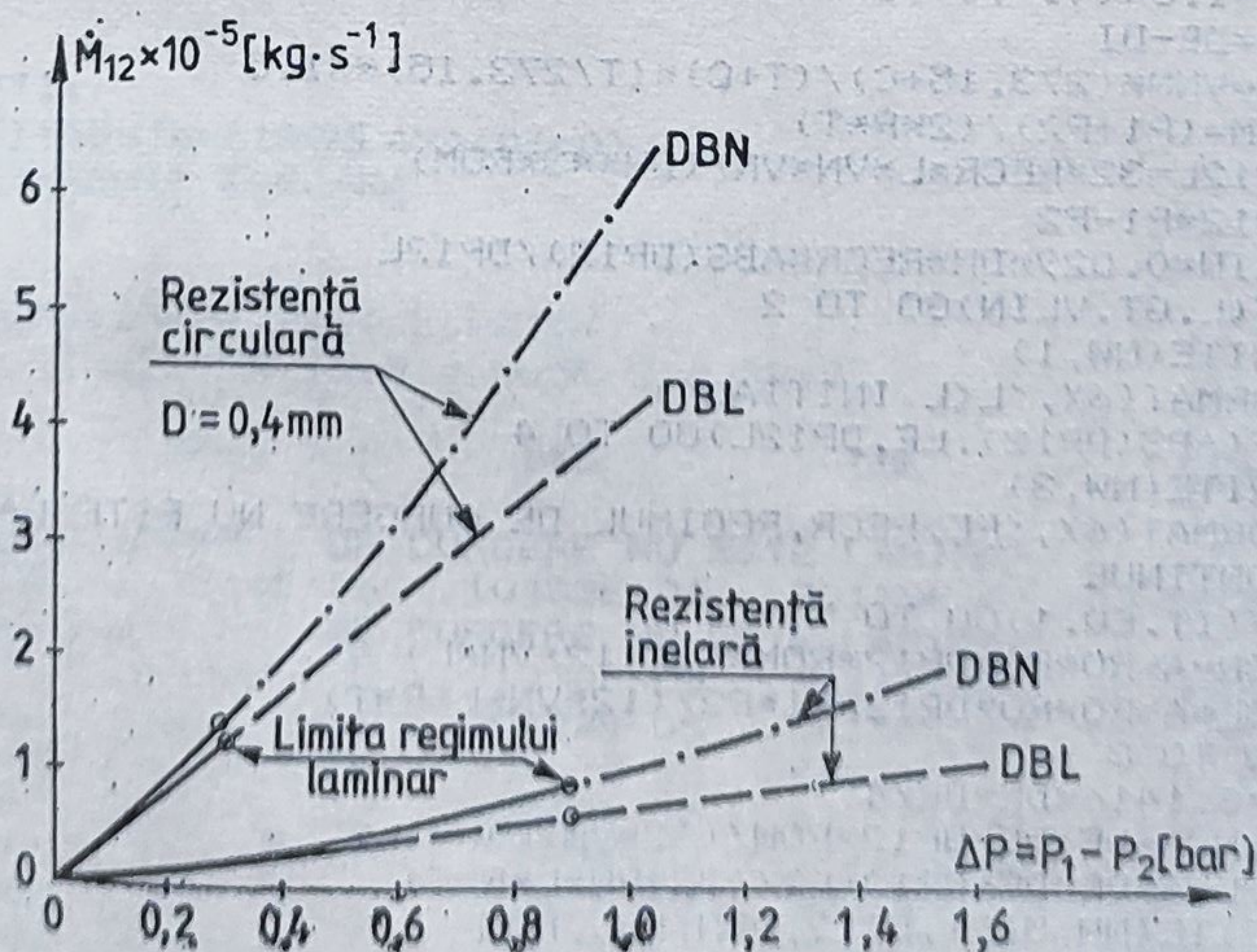


Fig. 5.12. Caracteristicile statice liniare și neliniare debit masic-diferență de presiune pentru exemplul 5.2.

Listing 5.3

```

REAL L
COMMON P1,P2,T,L,DE,DI,NW,IT
NW=1
NR=1
WRITE(NW,4)
4  FORMAT(1X,'NUMARUL DE INTERVALE'/)
  READ(NR,1)NI
1  FORMAT(I3)
  WRITE(NW,7)
7  FORMAT(5X,'ALEGETI: '/5X,'1=REZISTENTA CIRCULARA(DI=0)'/5X,
  $ '2=REZISTENTA INELARA'/)
  READ(NR,1)IT
  WRITE(NW,5)
5  FORMAT(5X,'INTRODUCETI P1,P2,T,L,DE,DI'/)
  READ(NR,2)P1,P2,T,L,DE,DI
2  FORMAT(6F10.2)
  WRITE(NW,6)
6  FORMAT(5X,'P1',9X,'DP12',9X,'DBN',9X,'DBL',9X,'ROM'/)
  PAS=(P1-P2)/NI
  NI=NI+1
  DO 3 I=1,NI
  CALL DMRL
  P1=P1-PAS
3  CONTINUE
  STOP
  END

SUBROUTINE DMRL
REAL L
COMMON P1,P2,T,L,DE,DI,NW,IT
DATA C,VNN,R/112.,17.07E-6,287./
RECR=2300.
IF(IT.EQ.1)GO TO 6
RECR=1100.
RO=(DE-DI)/2
A=3.1416*(DE*DE-DI*DI)/4
VI=DI/DE
F1=1.5*((1+VI*VI)/(1-VI)**2-(1+VI)/((1-VI)*ALOG(1./VI)))
6  DH=DE-DI
  VN=VNN*(273.15+C)/(T+C)*(T/273.15)**1.5
  ROM=(P1+P2)/(2*R*T)
  DP12L=32*RECR*L*VN*VN/(DH**3*ROM)
  DP12=P1-P2
  VLIN=0.029*DH*RECR*ABS(DP12)/DP12L
  IF(L.GT.VLIN)GO TO 2
  WRITE(NW,1)
1  FORMAT(6X,'L<L INITIAL')
2  IF(ABS(DP12).LE.DP12L)GO TO 4
  WRITE(NW,3)
3  FORMAT(6X,'RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LANINAR')
4  CONTINUE
  IF(IT.EQ.1)GO TO 7
  DBN=A*RO*RO*DP12*ROM*F1/(12*VN*L)
  DBL=A*RO*RO*DP12*F1*P2/(12*VN*L*R*T)
  GO TO 8
7  A=3.1416*DE*DE/4
  DBN=A*DE*DE*DP12*ROM/(32*VN*L)
  DBL=A*DE*DE*DP12*P2/(32*VN*L*R*T)
8  WRITE(NW,5)P1,DP12,DBN,DBL,ROM
5  FORMAT(5E12.5)
  RETURN
  END

```


Listing 5.4

A>
A>B:REZL

NUMARUL DE INTERVALE
10

ALEGETI:
1=REZISTENTA CIRCULARA(DI=0)
2=REZISTENTA INELARA

1

INTRODUCETI P1,P2,T,L,DE,DI
2.013E5,1.013E5,293.15,0.1,0.4E-3

P1	DP12	DBN	DBL	ROM
L<L INITIAL				
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.20130E+06	.10000E+06	.62628E-04	.41931E-04	.17983E+01
L<L INITIAL				
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.19130E+06	.90000E+05	.54502E-04	.37738E-04	.17389E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.18130E+06	.80000E+05	.46791E-04	.33545E-04	.16795E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.17130E+06	.70000E+05	.39493E-04	.29352E-04	.16200E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.16130E+06	.60000E+05	.32610E-04	.25159E-04	.15606E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.15130E+06	.50000E+05	.26140E-04	.20966E-04	.15012E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.14130E+06	.40000E+05	.20084E-04	.16772E-04	.14417E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.13130E+06	.30000E+05	.14442E-04	.12579E-04	.13823E+01
.12130E+06	.20000E+05	.92141E-05	.83862E-05	.13229E+01
.11130E+06	.10000E+05	.44001E-05	.41931E-05	.12635E+01
.10130E+06	.00000E+01	.00000E+01	.00000E+01	.12040E+01 STOP

NUMARUL DE INTERVALE
10

ALEGETI:
1=REZISTENTA CIRCULARA(DI=0)
2=REZISTENTA INELARA

2

INTRODUCETI P1,P2,T,L,DE,DI
2.013E5,1.013E5,293.15,0.1,0.5E-3,0.3E-3

P1	DP12	DBN	DBL	ROM
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.20130E+06	.10000E+06	.10483E-04	.70188E-05	.17983E+01
RE>RECR,REGIMUL DE CURGERE NU ESTE LAMINAR				
.19130E+06	.90000E+05	.91230E-05	.63169E-05	.17389E+01
.18130E+06	.80000E+05	.78322E-05	.56150E-05	.16795E+01
.17130E+06	.70000E+05	.66107E-05	.49131E-05	.16200E+01
.16130E+06	.60000E+05	.54584E-05	.42113E-05	.15606E+01
.15130E+06	.50000E+05	.43755E-05	.35094E-05	.15012E+01
.14130E+06	.40000E+05	.33618E-05	.28075E-05	.14417E+01
.13130E+06	.30000E+05	.24174E-05	.21056E-05	.13823E+01
.12130E+06	.20000E+05	.15423E-05	.14038E-05	.13229E+01
.11130E+06	.10000E+05	.73652E-06	.70188E-06	.12635E+01
.10130E+06	.00000E+01	.00000E+01	.00000E+01	.12040E+01 STOP

În același timp, diferența de presiune limită pentru care regimul de curgere trece din laminar în turbulent este mai mare în cazul rezistenței de secțiune înelară.

$$\frac{\Delta P_{12lim\ cil}}{\Delta P_{12lim\ incl}} = \frac{Re_{cr\ cil}}{Re_{cr\ incl}} \frac{(D-d)_{incl}^3}{D_{cil}^3} = \frac{2\ 300}{1\ 100} \frac{0,2^3}{0,4^3} \approx 0,26.$$

Acest exemplu pune în evidență capacitatea rezistențelor de secțiune înelară de a lucra în regim laminar pe domenii mai mari de presiune.

5.2. Camere pneumatice

5.2.1. Noțiuni introductive

În orice aparat pneumatic există, constructiv, camere de volum constant și variabil. În timpul regimurilor tranzitorii, în aceste camere se desfășoară un proces de acumulare de masă și energie (§ 4.1).

Fenomenele de acumulare, de natură inerțială, determină în circuitul pneumatic echivalent efecte de întârziere la stabilirea regimului staționar.

Conform definiției 4.3 (§ 4.11), camera pneumatică este un element nelinear de circuit, caracterizat prin valoarea capacității sale de acumulare. În fig. 5.13 este reprezentată o rețea pneumatică elementară, prevăzută cu o cameră pneumatică în care se stabilește o zonă de stagnare a fluidului.

Aplicându-se legea de conservare pentru masa de fluid din volumul de control echivalent V_E (4.36), se obține:

$$\frac{dM_c}{dt} = \dot{M}_{1c} - \dot{M}_{c3} \quad (5.95)$$

Fluidul fiind considerat un gaz perfect (§ 4.3.1, ipoteza I_2) se poate scrie:

$$M_c = \frac{P_c V_E}{RT_c} \quad (5.96)$$

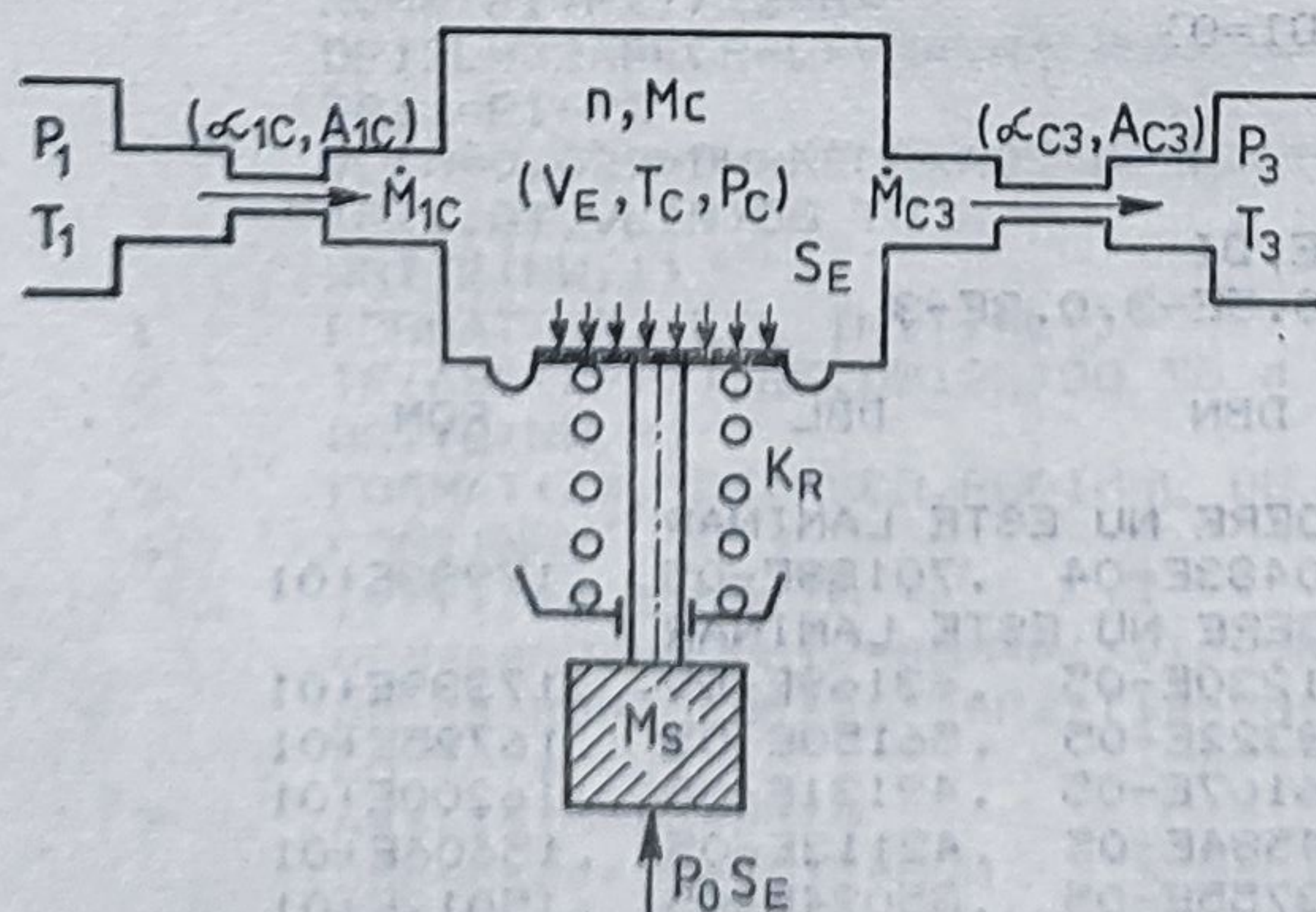


Fig. 5.13. Cameră pneumatică de acumulare intermediară, încărcată/descărcată prin rezistențe turbulente (ACIRT).

Se înlocuiește ecuația de conservare a energiei prin relația de transformare politropică, în care valoarea coeficientului n se stabilește experimental pentru condițiile concrete de izolare termică și transfer de căldură între mediul extern și fluidul din cameră. Conform ecuației politropei (4.40) rezultă:

$$P_c^{(1-n)/n} T_c = K_{POL} = P_c(0)^{(1-n)/n} T_c(0), \quad (5.97)$$

iar membrul stîng al ecuației (5.95) devine

$$\frac{dM_c}{dt} = \frac{1}{K_{POL} \cdot R} \cdot \frac{d}{dt} (P_c^{1/n} \cdot V_E). \quad (5.98)$$

Printr-o transformare elementară a ecuației (5.98) se obține

$$\frac{dM_c}{dt} = \frac{1}{RT_c} \left[\frac{V_E}{n} \frac{dP_c}{dt} + P_c \frac{dV_E}{dt} \right]. \quad (5.99)$$

Pentru camerele variabile, prevăzute cu resort antagonist și cu element elastic a cărei suprafață efectivă este practic invariantă, (fig. 5.13), expresia volumului, la un moment dat, este:

$$V_E(t) = V_E(0) + \frac{S_E^2}{K_R} [P_c(t) - P_0] - \frac{S_E}{K_R} F_0 \quad (5.100)$$

În condițiile în care impedanța mecanică Z_M este reductibilă la constanta de elasticitate k rezultantă a convertorului P/M : $\sqrt{m/k} < 0,005$ s, expresia (5.100) include variația de volum provocată de deplasarea membranei sub acțiunea forței rezultante:

$$P_c S_E - P_0 S_E = K_R X_E + F_0 \quad (5.101)$$

unde F_0 reprezintă pretensionarea inițială ($P_c = 0$) a resortului antagonist

Cazul camerelor pneumatice cu suprafață efectivă variabilă va fi tratat. în § 6.3, pentru servomotoare pneumatice.

În calculul de modelare termenul $V_E(0)$ include contribuția tuturor volumelor de linii de interconexiune, precum și contribuția tuturor celorlalte camere fixe. $V_E(0)$ reprezintă volumul de control global (fig. 5.14) și este exprimat prin relația:

$$V_E(0) = V_{control}(0) = \sum_{j=1}^p (V_{CAM})_j + \sum_{i=1}^K (L_i \cdot S_{L_i}) \quad (5.102)$$

unde: V_{CAM} este volumul camerelor suplimentare;

L_i — lungimea unei linii de interconexiune;

S_{L_i} — suprafața interioară de curgere a liniei.

Variația de volum se calculează din relația (5.100);

$$\frac{dV_E}{dt} = \frac{S_E^2}{K_R} \frac{dP_c}{dt}. \quad (5.103)$$

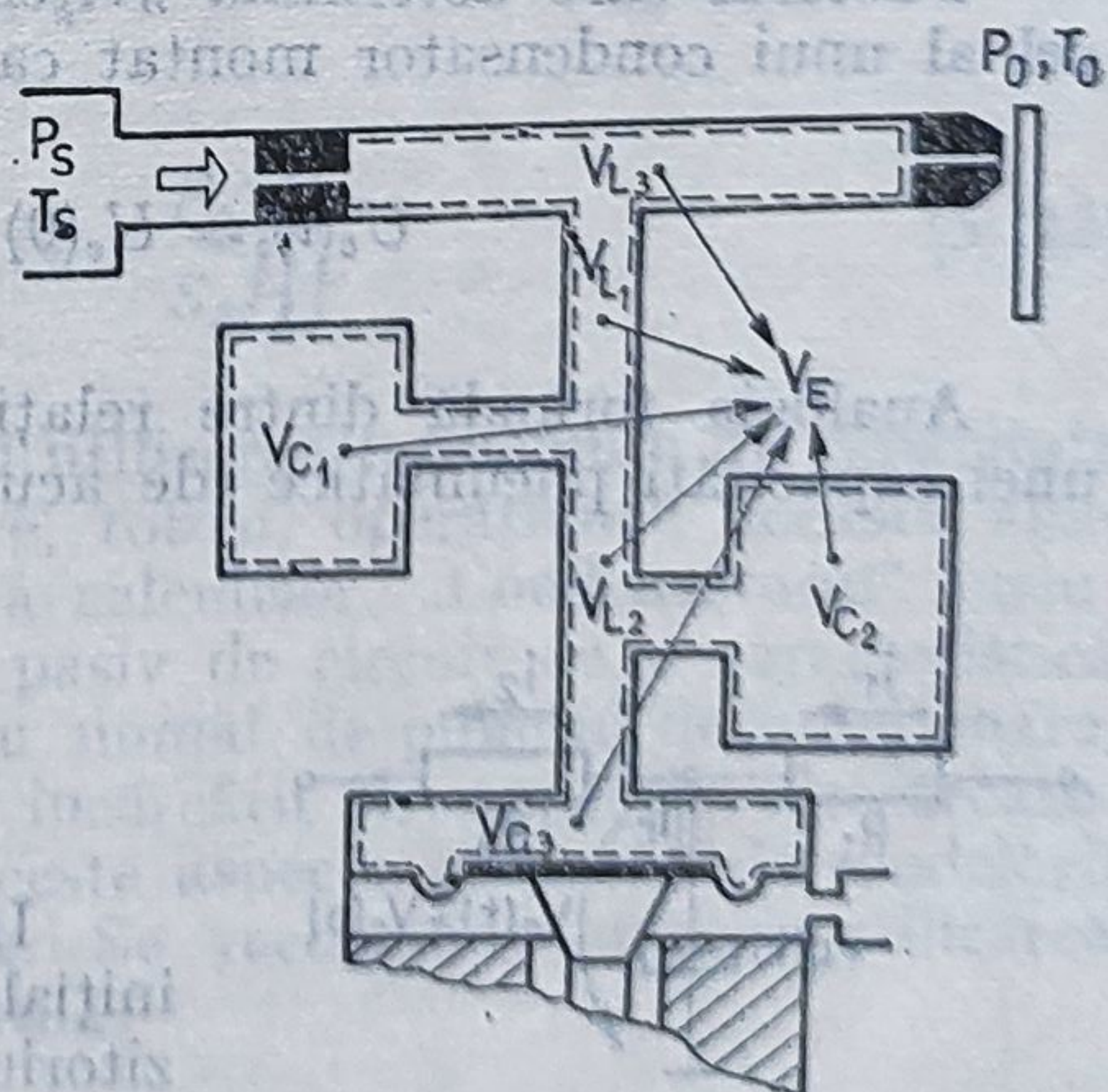


Fig. 5.14. Volumul de control global al unui circuit pneumatic de acumulare cu cameră intermediară.

Înlocuind în ecuația (5.99) relațiile (5.100) și (5.103), după simplificări, se obține:

$$\frac{dM_e}{dt} = \frac{1}{nRT_c} \left\{ V_E(0) + \frac{S_E^2}{K_R} \left[(n+1) P_c - \left(P_0 + \frac{F_0}{S_E} \right) \right] \right\} \frac{dP_c}{dt}. \quad (5.104)$$

Denumim volumul efectiv de ieșire al circuitului pneumatic elementar, funcție de presiunea din cameră, expresia:

$$V_E^*(P_c) = V_E(0) + \frac{S_E^2}{K_R} [(n+1) P_c] - \left[(S_E P_0 + F_0) \frac{S_E}{K_R} \right]. \quad (5.105)$$

Revenind la ecuația de conservare (5.95), prin rezultatul (5.104) și notația (5.105) se obține:

$$\frac{V_E^*(P_c)}{nRT_c} \frac{dP_c}{dt} = \dot{M}_{1c} - \dot{M}_{3c} \quad (5.106)$$

Ecuația (5.106) reprezintă modelul matematic de acumulare a fluidului compresibil într-o cameră intermediară pneumatică. Generalizînd, membrul drept semnifică debitul masic net care străbate suprafața de control:

$$\dot{M}_c = \dot{M}_i - \dot{M}_e = \sum_{i=1}^n (\dot{M}_i)_c - \sum_{j=1}^p (\dot{M}_j)_c.$$

Prin integrarea ecuației (5.106), obținem:

$$P_c(t) = P_c(0) + \frac{1}{V_E^*(P_c)} \int_0^t (\dot{M}_i - \dot{M}_e) dt \quad (5.107)$$

Factorul care determină „viteza” de integrare joacă un rol similar cu cel al unui condensator montat ca în circuitul din fig. 5.15, pentru care:

$$U_c(t) = U_c(0) + \frac{1}{C} \int_0^t (i_i - i_e) dt \quad (5.108)$$

Analogia formală dintre relațiile (5.107) și (5.108) justifică definirea unei capacități pneumatice (de acumulare) de forma:

$$C(P_c, T_c) = \frac{1}{nRT_c} \left\{ V_E(0) + \frac{S_E^2}{K_R} \left[(n+1) P_c - \left(P_0 + \frac{F_0}{S_E} \right) \right] \right\} \quad (5.109)$$

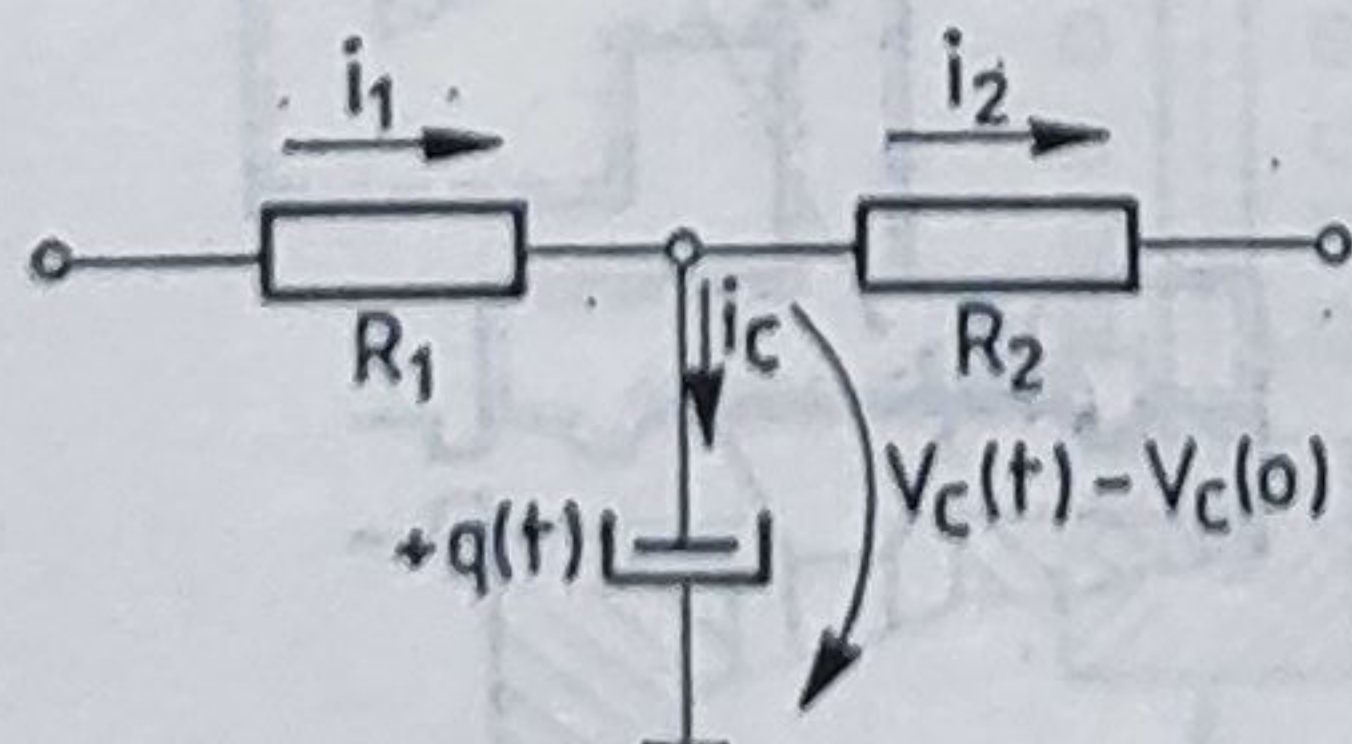


Fig. 5.15. Circuitul electric echivalent al unei camere intermediare cuplate prin rezistențe turbulente.

În afara situației în care temperatura inițială a gazului la începutul procesului tranzitoriu se măsoară, pentru necesitatea modelării acestui element neliniar de curent pneumatic se acceptă, în cadrul sistemului de proiectare SIPASAP, următoarele ipoteze simplificatoare:

(1) în regim staționar temperatura gazului din cameră este aproximativ egală cu temperatura gazului la intrarea în rezistența (α_{1c}, A_{1c}) (v. § 5.1) datorită efectelor de detentă la ieșirea din secțiunea minimă de trecere:

$$T_c(0) \approx T_1; \quad (5.110)$$

(2) în regimurile tranzitorii temperatura gazului din cameră are o variație politropică, conformă ecuației (5.97):

$$T_c(t) = T_c(0) \left[\frac{P_c}{P_c(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}}. \quad (5.111)$$

Observație. Se atrage atenția cititorului asupra faptului că procesele de încărcare sînt, în general, mai lente, astfel încît se recomandă alegerea, validată experimental, a unei valori mai reduse a coeficientului politropic $n \in [1; 1,2]$.

Procese de descărcare au o dinamică mai rapidă, dinamică ce impune alegerea unui coeficient politropic cu valori mai mari $n \in [1,2; 1,4]$.

În condițiile în care se dorește obținerea unei precizii de modelare cît mai ridicate, metodologia de suprapunere a modelului ideal, teoretic, peste o caracteristică reală de acumulare impune alegerea riguroasă a două valori distincte pentru coeficientul n : la încărcarea circuitului și, respectiv, la descărcarea lui. (Pentru un experiment de laborator s-a utilizat, prin identificarea unui circuit RT—CI—RT, valoarea $n = 1,135$ pentru încărcarea camerei și $n = 1,311$ pentru descărcare, obținîndu-se o precizie mai bună de 1%).

În exemplele rulate în cadrul sistemului SIPASAP nu s-au făcut aceste deosebiri, alegîndu-se pentru comoditatea calculelor $n = 1,2$ în ambele situații. Această decizie este justificată în faza de predimensionare a proiectării unui aparat pneumatic. Pentru analiza finală a prototipului diferențele la încărcare și descărcare pot fi notabile.

Revenind la expresia „capacității” pneumatice (5.109), prin înlocuirea relației (5.111) se obține:

$$c(P_E(t)) = \frac{V_E(0)}{nRT_1 [P_c(t)/P_c(0)]^{\frac{n-1}{n}}} \left\{ 1 + \frac{S_E^2}{V_F(0)K_R} \left[(n + 1) P_c(t) - \left(P_0 + \frac{F_0}{S_E} \right) \right] \right\} \quad (5.112)$$

Deși analogia (5.108) justifică formal utilizarea termenului de capacitate pneumatică a unei camere de acumulare, totuși, operațional, această analogie nu conduce la nici o simplificare a calculelor. „Condensatorul” pneumatic (legat de masă) este un element pasiv de circuit cu o caracteristică esențialmente neliniară, care depinde nu numai de punctul de funcționare, dar valoarea lui se modifică în timpul încărcării și, respectiv, descărcării. În unele lucrări de specialitate [5.10] aceste aspecte concrete ale modelării fenomenului de acumulare sînt neglijate. Se recomandă uneori utilizarea expresiei capacității pneumatice de forma:

$$c = \frac{V_1}{nP_c(0)}.$$

Dacă procesul de acumulare se desfășoară izotermic, iar camera are volum aproximativ constant, termenul al doilea din paranteza (5.112) se neglijează, atunci:

$$c = \frac{V_E(0)}{RT_1} = \text{const.}$$

sau, pentru un proces politropic:

$$c \approx \frac{V_E(0)}{nRT_1} = \frac{\rho_1 V_E(0)}{nP_1}.$$

În lucrarea de față se acceptă drept ecuație fundamentală de modelare relația:

$$\frac{1}{c(P_c(t))} \cdot \frac{dP_c}{dt} = \dot{M}_i - \dot{M}_e \quad (5.106)$$

unde capacitatea de acumulare se acumulează prin relația (5.112).

Neglijarea unor termeni din expresia (5.112) se face după evaluarea numerică a datelor constructiv-funcționale ale circuitului pneumatic.

Exemplul 5.3. Un amplificator ajutor-clapetă din construcția unui traductor are următoarele caracteristici constructive (fig. 5.14).

$$S_E = 3,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2; \quad K_R = 10 \times 10^3 \text{ N/m}; \quad V_{CAM} = 11 \times 10^{-6} \text{ m}^3.$$

El este interconectat prin linii pneumatice a căror lungime totală și secțiune interioară de curgere sînt:

$$L = 25 \times 10^{-2} \text{ m}; \quad S_L = 3,14 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

La circuit se mai adaugă două camere suplimentare, fixe, al căror volum total este de $V_{CAM2,3} = 75,36 \times 10^{-6} \text{ m}^3$.

Amplificatorul lucrează în domeniul de presiune:

$$P_c(\text{MAX}) = 1,24 \times 10^5 \text{ N/m}^2; \quad P_c(\text{MIN}) = 1,18 \times 10^5 \text{ N/m}^2.$$

iar temperatura gazului comprimat la intrare este $T_1 = 288 \text{ K}$.

Presiunea exterioară este $P_0 = 1,013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$, iar pretensionarea resortului este $F_0 = 41 \text{ N}$.

Să se calculeze expresia capacității pneumatice de acumulare a aerului comprimat pentru o transformare politropică de stare, cu $n = 1,2$.

(a) Termenii care formează volumul de control, global al circuitului au următoarele valori:

$$V_E(0) = V_{CAM} + V_{CAM2,3} + L \cdot S_L$$

$$V_E(0) = 11 \times 10^{-6} + 75,36 \times 10^{-6} \times 78,5 \times 10^{-6} = 164,86 \times 10^{-6} \text{ m}^3 (\approx 165 \text{ cm}^3)$$

Se observă un aspect interesant. Contribuția la volumul efectiv a volumului liniilor de conexiune poate depăși de cîteva ori volumul camerei „propriu-zise“!

(b) Volumul efectiv al „condensatorului“ pneumatic are următoarea expresie:

$$V_E^* = V_E(0) + \frac{S_E^2}{K_R} \left[(n+1) P_c - \left(P_0 + \frac{F_0}{S_E} \right) \right]$$

$$V_E^* = 165 \times 10^{-6} + \frac{12,25 \times 10^{-8}}{10^4} \left[2,2 P_c(t) - \left(1,013 + \frac{41}{35} \right) \right] 10^5$$

Considerând unitățile de măsură pentru presiunea $P_c(10^5 \text{ N/m}^2)$ și notînd P_c^* numai valoarea semnificativă a presiunii $P_c = P_c^* \times 10^5$, rezultă

$$V_E^*(P_c) = \{165 + 1,225[2,2 P_c^*(t) - 2,183]\} \times 10^{-6} \text{ m}^3,$$

Se observă că pentru acest circuit particular termenul variabil reprezintă aproximativ 1,6% din termenul constant.

În această situație pentru preciziile de modelare uzuale se acceptă ipoteza:

$$V_E^*(P_c) = V_E(0) = \text{const.} = 165 \times 10^{-6} \text{ m}^3,$$

iar capacitatea de acumulare a camerei se scrie sub formă:

$$C(P_c) = \frac{V_E}{nRT_1[P_c(t)/P_c(0)]^{n-1}} \quad (5.113)$$

În condițiile cu totul particulare ale unei izolări termice perfecte, capacitatea „condensatorului” pneumatic va fi constantă:

$$C = \frac{V_E}{RT_1} = \frac{165 \times 10^{-6}}{267 \times 288} \text{ [m}^{-1} \text{ s}^{-2}]$$

În decursul variației presiunii din cameră pentru domeniul de valori indicate inițial, se obține o variație foarte redusă a volumului camerei:

$$\Delta V_E^* = V_E^*(P_c(\text{MAX})) - V_E^*(P_c(\text{MIN})) = 0,162 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

astfel încît camera se poate considera în calcule practic constantă.

Din acest exemplu rezultă necesitatea de a introduce în subprogramul de calcul al unei camere pneumatice o fază preliminară pentru calculul volumului efectiv, inclusiv deciziile asupra neglijării unor termeni din expresia (5.109).

Al doilea termen al ecuației generale (5.106) reprezintă debitul net de gaz comprimat, care provoacă declanșarea procesului de încărcare sau descărcare.

În general, în circuitele pneumatice elementare semnalele pneumatice care se însumează sînt presiunile (forțele/momentele). Însurarea debitelor nu conduce la efecte utile de circuit din cauza neliniarităților puternice, introduse de rezultatele pneumatice.

Observație. Ecuația (5.106) poate servi, teoretic, ca bază de proiectare a unui sumator de debite masice în condițiile următoare:

(1) $C \approx \text{constant}$ și de valoare foarte mare, astfel încît încărcarea/descărcarea să se producă într-un timp neglijabil (constanta parazită de 1–5 ms), ceea ce implică $V_E(0)$ foarte redus.

(2) Debitul de ieșire trebuie să fie nul ($\dot{M}_e = 0$).

În condițiile utilizării camerelor pneumatice, conectate prin rezistențe la circuitul pneumatic elementar pentru producerea efectelor de întârziere controlabile, configurațiile tipice impun cel mult două conexiuni, una de intrare și cealaltă de ieșire. În funcție de modul de cuplare la circuitul pneumatic, se disting următoarele două cazuri constructive:

(1) *Camere intermediare*, prevăzute cu o intrare și cu o ieșire, cuplate la circuit prin rezistențe turbulente sau/și laminare:

(1.a) rezistență turbulentă-cameră-rezistență turbulentă (RT-CI-RT);

- (1.b) rezistență laminară-cameră-rezistență turbulentă (RL-CI-RT);
- (1.c) rezistență turbulentă-cameră-rezistență laminară (RT-CI-RL);
- (1.d) rezistență laminară-cameră-rezistență laminară (RL-CI-RL).
- (2) Camere terminale, prevăzute cu o singură conexiune care folosește ca intrare și ca ieșire, funcție de regimul de încărcare, respectiv, de descărcare:
 - (2.a) rezistență turbulentă-cameră terminală (RT-CT);
 - (2.b) rezistență laminară-cameră terminală (RL-CT).

Pentru prima categorie, în regim staționar, debitului de ieșire este egal cu debitul de intrare, iar în regim tranzitoriu debitul net, egal cu diferența dintre cele de intrare și de ieșire, provoacă încărcarea ($\dot{M}_i > \dot{M}_e$) sau descărcarea ($\dot{M}_i < \dot{M}_e$) camerei pneumatice.

Pentru cea de a doua categorie, în regim staționar nu există debit de încărcare sau de descărcare și presiunea din cameră egalează presiunea la intrarea rezistenței. În regim tranzitoriu apariția debitului de intrare sau de ieșire, provocat de dezechilibrul $P_1(0) \neq P_c(0)$, declanșează procesul de acumulare propriu-zis.

În practică se întâlnesc cu precădere cazurile (1.a), (1.b). În construcția reguletoarelor pneumatice PI se apelează la combinația (1.a) și (2.a), iar pentru utilizarea rețelelor de corecție pneumatice se apelează la structura (2.b).

5.2.2. Camere intermediare conectate prin rezistențe pneumatice turbulente

Particularizarea ecuației (5.106) la situația analizată RT-CI-RT (fig. 5.13) impune înlocuirea expresiilor debitelor de intrare și de ieșire din volumul de control (5.35):

$$\frac{V_E^*}{nRT_c} \frac{dP_c}{dt} = \frac{K}{\sqrt{T_1}} \alpha_{1c} A_{1c} P_1 N_{1c}(P_1, P_c) - \frac{K}{\sqrt{T_c}} \alpha_{c3} A_{c3} P_c N_{c3}(P_c, P_3) \quad (5.114)$$

Reamintind că modelul (5.114) poate fi scris sub forma unor ecuații de stare ale sistemului dinamic pneumatic (§ 4.2). Prin rescrierea lui într-o formă convenabilă, se obține:

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nR\sqrt{T_c}}{V_E^*} K \left[\left(\frac{T_c}{T_1} \right)^{1/2} \alpha_{1c} A_{1c} P_1(P_1, P_c) - \alpha_{c3} A_{c3} P_c N_{c3}(P_c, P_3) \right] \quad (5.115)$$

Prin folosirea ecuației politropei (5.111) pentru modelarea transformării de stare a gazului în camera intermediară de acumulare, se obține:

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nKR\sqrt{T_c(0)}}{V_E^*} \left[\frac{P_c(t)}{P_c(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}} \left\{ \left(\frac{P_c(t)}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}} \alpha_{1c} A_{1c} P_1(F) N_{1c}(P_1(F), P_c) - \alpha_{c3} A_{c3} P_c N_{c3}(P_c, P_3) \right\} \quad (5.116)$$

Condiția inițială, necesară integrării ecuației diferențiale ordinare neliniare (5.116) se obține din anularea membrului drept al ecuației (5.114). Deoarece în regim staționar inițial se consideră $T_c(0) \approx T_1$, rezultă:

$$\frac{P_1(0) N_{1c}(P_1(0), P_c(0))}{P_c(0) N_{c3}(P_c(0), P_3)} = \frac{\alpha_{c3} \cdot A_{c3}}{\alpha_{c1} \cdot A_{1c}} \quad (5.117)$$

În regimul staționar final $\{P_1(F), P_c(F)\}$, echilibrul debitelor de intrare și de ieșire conduce la ecuația:

$$\left(\frac{P_c(F)}{P_c(0)}\right)^{\frac{n-1}{2n}} \alpha_{1c} A_{1c} P_1(F) N_{1c}(P_1(F), P_c(F)) = \alpha_{c3} A_{c3} N_{c3}(P_c(F), P_3) P_c(F) \quad (5.117')$$

La încheierea regimului tranzitoriu, datorită variației politropice a parametrilor de stare ai gazului din volumul de control al camerei, temperatura finală $T_c(F)$ va fi diferită în raport cu temperatura din regimul staționar inițial.

$$T_c(F) > T_c(0)$$

Excesul de căldură va fi evacuat după atingerea regimului staționar final, fenomen care nu este inclus în modelul procesului de acumulare în cameră.

Utilizatorul are posibilitatea opțiunii între două variante de modelare-simulare:

a) camera are pereți subțiri și regimul termodinamic este de natură izotermică, ceea ce înseamnă declararea coeficientului $n = 1$;

b) în cameră se desfășoară un proces politropic ($n \neq 1$) și $T_c(F) \neq T_c(0)$, în model incluzînd ecuația (5.117').

Ecuațiile (5.116), (5.117) și (5.117') reprezintă modelul neliniar al comportării în regim tranzitoriu și, respectiv, staționar al unui circuit pneumatic cu cameră de acumulare intermediară și rezistențe turbulente.

Printr-o prelucrare elementară modelul (5.116) se prezintă, sub formă normalizată, prin două ecuații distincte, funcție de regimul de încărcare sau descărcare declanșat de variația parametrilor funcționali sau constructivi centralizați în tabelul 5.7 (date fiind valorile diferite atribuite coeficientului politropic).

Tabelul 5.7

Parametru variabil	A_{1c}	A_{c3}	P_1	P_3	T_1
Regim de încărcare	↑	↓	↑	↑	↑
Regim de descărcare	↓	↑	↓	↓	↓

Expresiile normalizate, în care se vor introduce în locul timpului și respectiv presiunii, variabilele normalizate:

$$\frac{P_1}{P_1(0)} = P_{1N}; \quad \tau = \left(\frac{KR\sqrt{T_1}}{V_E^*} \alpha_{1c} A_{1c} \right) t;$$

$$P_{cN}(t) = \frac{P_c(t)}{P_c(0)}, \quad (5.118)$$

se transcriu sub forma:

a) încărcare

$$\frac{d(P_{cN})}{d\tau} = n (P_{1N}) \cdot (P_{cN})^{\frac{n-1}{n}} N_{1c} \left\{ 1 - \frac{\alpha_{c3} A_{c3} (P_{cN})^{\frac{n+1}{2n}} N_{c3}}{\alpha_{1c} A_{1c} (P_{1N}) N_{1c}} \right\} \quad (5.119)$$

descărcare

$$\frac{d(P_{cN})}{d\tau} = - \frac{\alpha_{c3} A_{c3}}{\alpha_{1c} A_{1c}} n (P_{cN})^{\frac{3n-1}{2n}} N_{c3} \left\{ 1 - \frac{\alpha_{1c} A_{1c}}{\alpha_{c3} A_{c3}} (P_{1N}) (P_{cN})^{\frac{(n+1)}{2n}} \right\} \quad (5.119')$$

Modelul (5.116), (5.117) este introdus în biblioteca sistemului de proiectare asistată de calculator SIPASAP, în timp ce formele normalizate (5.119), (5.119'), variante ale ecuației (5.116), sînt utilizate pentru elaborarea sub-programului autonom ACIRT/N.

5.2.3. Liniarizarea modelelor de încărcare/descărcare ale camerelor intermediare prin rezistențe turbulente

Modelarea procesului de acumulare, sinteza algoritmilor de rezolvare (5.116—5.119) și elaborarea programelor ACIRT/N permit simularea fenomenelor neliniare de încărcare/descărcare a camerelor intermediare, indiferent de plaja de variație a presiunilor și debitelor din circuitele pneumatice echivalente. Exemplul reprezentativ pentru această clasă importantă de probleme este calculul regimului tranzitoriu al unui motor pneumatic. (v. § 6.3).

În structura constructivă a aparatelor pneumatice se identifică însă și o categorie de probleme de acumulare care pot fi rezolvate mai simplu. Noii algoritmi beneficiază de avantajul caracterizării intrare-ieșire prin funcții de transfer, deduse pe baza aplicării transformatei Laplace unor modele liniarizate. Liniarizarea este valabilă atunci cînd în circuit au loc variații

de „mică” amplitudine în raport cu valorile de regim staționar ale presiunilor și debitelor masice (v. § 4.2). Această ipoteză lucrează satisfăcător pentru analiza regimurilor tranzitorii ale circuitelor pneumatice amplificatoare (v. § 6.2), precum și ale blocurilor de calcul liniare, care stau la baza construcției traductoarelor, transmițerelor, reguletoarelor pneumatice. Conform ipotezei de liniarizare a circuitului, mărimile pneumatice au o componentă de regim staționar (\bar{M}, \bar{P}) și o mică variație (\dot{m}, p) astfel încît ecuația (5.95) devine:

$$\frac{d}{dt} (\bar{M}_m + \dot{m}_c) = (\bar{M}_i + \dot{m}_i) - (\bar{M}_e + \dot{m}_e)$$

În regimul staționar al circuitului, există curgere permanentă prin ansamblul celor două rezistențe. Debitele de intrare și de ieșire sînt egale, $\dot{M}_i = \dot{M}_e$, deci:

$$\frac{d}{dt} (\dot{m}_c) = \dot{m}_i - \dot{m}_e \quad (5.120)$$

Considerăm dezvoltarea în serie Taylor a funcției

$$M_c = \frac{P_c V_E}{R T_c}$$

în jurul punctului mediu de funcționare $(\bar{P}_c, \bar{V}_E, \bar{T}_c)$.

Reținînd termenii de ordinul întîi, rezultă:

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{M}_c}{\bar{P}_c} p_c + \frac{\dot{M}_c}{\bar{V}_E} v_E + \frac{\dot{M}_c}{\bar{T}_c} \theta_c \quad (5.121)$$

Membrul stîng din ecuația (5.120) are expresia

$$\frac{d\dot{m}(t)}{dt} = \frac{\dot{M}_c}{\bar{P}_c} \frac{dp_c(t)}{dt} + \frac{\dot{M}_c}{\bar{V}_E} \frac{dv_E(t)}{dt} - \frac{\dot{M}_c}{\bar{T}_c} \frac{d\theta_c(t)}{dt} \quad (5.122)$$

Aplicînd transformata Laplace ecuației (5.122) în condiții inițiale nule (originea mutată în punctul nominal de funcționare), se obține:

$$s\dot{m}_c(s) = \left(\frac{\dot{M}_c}{\bar{P}_c} \right) s p_c(s) + \left(\frac{\dot{M}_c}{\bar{V}_E} \right) s v_E(s) - \left(\frac{\dot{M}_c}{\bar{T}_c} \right) s \theta_c(s) \quad (5.123)$$

în care s-au notat imaginile funcțiilor variație pentru masă, presiune, volum și temperatura ale fluidului din camera de acumulare prin $\dot{m}_c(s)$, $p_c(s)$, $v_E(s)$, $\theta_c(s)$.

Pentru completarea modelului liniarizat se consideră procesul de transformare politropică a stării fluidului din cameră, astfel încît variațiile temperaturii vor depinde de variațiile presiunii din cameră conform ecuației (5.97):

$$T_c = \bar{T}_c \left(\frac{p_c}{\bar{p}_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.124)$$

Prin logaritmarea ecuației (5.124) și diferențierea ei rezultă:

$$\frac{d\theta_c(t)}{\bar{T}_c} = \frac{n-1}{n} \frac{dp_c(t)}{\bar{p}_c} \quad (5.125)$$

Prin aplicarea transformatei Laplace ecuației de stare liniarizate în jurul regimului mediu (nominal) se obține:

$$\frac{s\theta_c(s)}{\bar{T}_c} = \frac{n-1}{n} \frac{sp_c(s)}{\bar{p}_c} \quad (5.125')$$

Înlocuind rezultatul (5.125') în ecuația (5.123), rezultă:

$$sm_c = \frac{1}{n} \left(\frac{\dot{\bar{M}}_c}{\bar{p}_c} \right) sp_c + \frac{\dot{\bar{M}}_c}{\bar{V}_E} sv_E \quad (5.126)$$

Pentru variații mici ale presiunii fluidului acumulat în cameră, caracteristica elementului elastic este liniară în jurul punctului mediu, astfel încît, prin aplicarea transformatei Laplace ecuației (5.103), se obține:

$$sv_E(s) = \frac{S_E^2}{K_R} sp_c \quad (5.127)$$

Ecuația (5.126) devine, după înlocuirea relației (5.127)

$$sm_c(s) = \left\{ \frac{1}{n} \left(\frac{\dot{\bar{M}}_c}{\bar{p}_c} \right) \left[1 + \frac{nS_E^2}{K_R} \frac{\bar{p}_c}{\bar{V}_c} \right] \right\} sp_c(s) \quad (5.128)$$

Relația (5.128) exprimă variația masei de fluid care se acumulează în camera pneumatică în regim liniarizat în jurul punctului mediu de funcționare $\{\bar{p}_c, \bar{V}_E, \bar{T}_c\}$.

Prin definiție, capacitatea (dependentă de punct) a circuitului de acumulare are expresia:

$$\bar{c} = \frac{\bar{V}_E}{nR\bar{T}_c} \left[1 + \frac{nS_E^2}{K_R} \frac{\bar{p}_c}{\bar{V}_E} \right] = \frac{(\bar{V}_E)^*}{nR\bar{T}_c} \quad (5.129)$$

Liniarizarea membrului drept al ecuației (5.120) depinde de modelele liniarizate ale rezistențelor pneumatice, prin care camera este cuplată la circuit.

Dacă ambele rezistențe sînt de tip turbulent, atunci liniarizarea caracteristicilor de debit conduce la expresia:

$$\begin{aligned} sm_c(s) = (\dot{\bar{M}}_i) & \left[(1 + K_{1c}) \frac{p_1(s)}{\bar{P}_1} - K_{1c} \frac{p_c(s)}{\bar{P}_c} + \frac{a_{1c}(s)}{\bar{A}_1} - \frac{1}{2} \frac{\theta_1(s)}{\bar{T}_1} \right] - \\ & - (\dot{\bar{M}}_e) \left[(1 + K_{c3}) \frac{p_c(s)}{\bar{P}_c} - K_{c3} \frac{p_3(s)}{\bar{P}_3} + \frac{a_{c3}(s)}{\bar{A}_{c3}} - \frac{1}{2} \frac{\theta_c(s)}{\bar{T}_c} \right] \end{aligned} \quad (5.130)$$

Înlocuind variațiile mici ale temperaturilor prin variații de presiune conform ecuației liniarizate de transformare politropică a gazului ideal și ținînd seama de egalitatea debitelor în regim staționar

$$(\dot{\bar{M}}_i) = (\dot{\bar{M}}_e)$$

ecuația (5.130) se poate scrie sub forma:

$$\begin{aligned} sm_c(s) = (\dot{\bar{M}}_e) & \left[(1 + K_{1c}) \frac{p_1(s)}{\bar{P}_1} - \left(\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right) \frac{p_c(s)}{\bar{P}_c} - \frac{1}{2} \frac{\theta_1(s)}{\bar{T}_1} + \right. \\ & \left. + K_{c3} \frac{p_3(s)}{\bar{P}_3} + \frac{a_{1c}(s)}{\bar{A}_{1c}} - \frac{a_{c3}(s)}{\bar{A}_{c3}} \right] \end{aligned} \quad (5.131)$$

Prin egalarea expresiei variației liniarizate a masei de fluid din camera pneumatică cu expresia variațiilor liniarizate ale debitelor de intrare și respectiv de ieșire se obține:

$$\begin{aligned} \frac{1}{n} \frac{(\bar{V}_E)^*}{R\bar{T}_c} \cdot \frac{1}{\dot{\bar{M}}} & \cdot \left[s p_c(s) + \frac{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right)}{\bar{P}_c} p_c(s) \right] = \\ & = \frac{(1 + K_{1c})}{\bar{P}_1} p_1(s) - \frac{1}{2\bar{T}_1} \theta_1(s) + \frac{K_{c3}}{\bar{P}_3} p_3(s) + \\ & + \frac{1}{\bar{A}_{1c}} a_{1c}(s) - \frac{1}{\bar{A}_{c3}} a_{c3}(s) \end{aligned} \quad (5.132)$$

Notăm prin τ_c constanta de timp a procesului de încărcare/descărcare a camerei pneumatice intermediare, conectată prin rezistențe turbulente.

$$\tau_c = \frac{\frac{1}{n} \frac{\bar{V}_E}{R\bar{T}_c} \left[1 + \frac{nS_E^2}{K_R} \frac{\bar{P}_c}{\bar{V}_E} \right] \frac{1}{\dot{\bar{M}}_e}}{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right) \frac{1}{\bar{P}_c}} \quad (5.133)$$

Pentru calculul constantei de timp a circuitului de acumulare de tipul (RT₁-CI-RT₂) se va folosi explicitarea debitului de fluid care trece în regim staționar prin circuit, precum și condiția de regim staționar $T_c = T_1$, astfel încît:

$$\tau_c = \frac{\bar{V}_E \left[1 + \frac{n S_E^2 \bar{P}_c}{K_R \bar{V}_E} \right]}{n K_R \sqrt{\bar{T}_1} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right] N_{c3} \bar{A}_{cr} \alpha_{c3}} \quad (5.134)$$

unde funcțiile specifice de debit K_{1c} , K_{c3} , N_{c3} (§ 5.1) sînt calculate în punctul mediu de funcționare, prin subrutinele utilizate în suprogramul DMRT.

$$K_{1c}[\bar{P}_1, \bar{P}_c], K_{c3}[\bar{P}_c, \bar{P}_3], N_{c3}[\bar{P}_c, \bar{P}_3]$$

O altă expresie pentru constanta de timp a circuitului de întârziere se obține prin introducerea valorii efective de fluid sub forma:

$$(\bar{M}_c)^* = (\bar{V}_E \cdot \bar{P}_c) / (R \bar{T}_c)$$

Ecuatia (5.134) devine:

$$\tau_c = \frac{(\bar{M}_c)^*}{n(\bar{M}_c)} \frac{1}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c}(\bar{P}_1, \bar{P}_c) + K_{c3}(\bar{P}_c, \bar{P}_3) \right]} \quad (5.135)$$

Un circuit de acumulare format dintr-o cameră intermediară, conectată prin două rezistențe turbulente, are o dinamică (pe model liniarizat) echivalentă unei întârzieri de ordinul întâi, caracterizată printr-o constantă de timp care depinde:

- direct proporțional de masa totală de fluid din cameră în regimul nominal în jurul căruia se face liniarizarea;
- invers proporțional de debitul care trece în regim staționar prin cameră;
- invers proporțional de coeficientul politropic al transformării de stare asumate pentru fluidul acumulat în cameră;
- invers proporțional de factorul divizorului de presiune RT_1-RT_2 (v. § 6.1).

Revenind la ecuația procesului de acumulare (5.130), aceasta se poate rescrie sub forma adimensională:

$$(1 + s\tau_c) p_c(s) = \frac{1}{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right)} \left\{ (1 + K_{1c}) \frac{\bar{P}_c}{\bar{P}_1} p_1(s) + \frac{\bar{P}_c}{\bar{A}_{1c}} a_{1c}(s) - \frac{\bar{P}_c}{\bar{A}_{c3}} a_{c3}(s) + K_{c3} \frac{\bar{P}_c}{\bar{P}_3} p_3(s) - \frac{\bar{P}_c}{2\bar{T}_1} \theta_1(s) \right\} \quad (5.136)$$

Ecuatia reprezintă modelul liniarizat al procesului de acumulare într-o cameră intermediară, conectată în circuitul pneumatic prin rezistențe turbulente. Ecuatia respectivă este replica modelului neliniar (5.116) al încărcării și descărcării camerei pneumatice de acumulare.

Similar prelucrării modelului neliniar și în acest caz, simplificat prin ipoteza de liniarizare, procesul de încărcare se desfășoară mai lent, transformarea de stare fiind mai apropiată unor condiții izotermice ($1 < n < 1.2$), în timp ce procesul de descărcare se desfășoară mai rapid, politropa apropiindu-se de adiabată.

Cauzele care provoacă procesul de acumulare în cameră sînt împărțite, în funcție de verificarea simplă a testului de încărcare/descărcare, în două categorii simetrice.

a) încărcare

- creșterea presiunii din amonte;
- creșterea presiunii din aval;
- creșterea ariei de curgere pentru RT_1 ;
- scăderea ariei de curgere pentru RT_2 ;
- scăderea temperaturii în amonte.

b) descărcare

- scăderea presiunii P_1 ;
- scăderea presiunii P_3 ;
- scăderea ariei A_{1c} ;
- creșterea ariei A_{c3} ;
- creșterea temperaturii T_1 .

Pentru simplificarea scrierii ecuației (5.136), se vor nota coeficienții de liniarizare, dependenți de punctul de funcționare, prin litera q urmate de un indice ce semnifică prescurtat natura cauzei care declanșează procesul tranzitoriu:

• coeficientul de sensibilitate al modelului în raport cu variația presiunii din amonte de rezistența R_1 :

$$q_{P1} = \frac{(1 + K_{1c}) \cdot \frac{\bar{P}_c}{\bar{P}_1}}{\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3}} \quad (5.137)$$

• coeficientul de sensibilitate al modelului în raport cu variația presiunii din aval de rezistența R_2 :

$$q_{P3} = \frac{K_{c3} \cdot \frac{\bar{P}_c}{\bar{P}_3}}{\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3}} \quad (5.138)$$

• coeficientul de sensibilitate al modelului în raport cu variația temperaturii din amonte:

$$q_{T1} = \frac{-\frac{\bar{P}_c}{2\bar{T}_1}}{\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3}} \quad (5.139)$$

• coeficientul de sensibilitate în raport cu variația ariei rezistenței din amonte:

$$q_{A1} = \frac{\bar{P}_c}{\bar{A}_{1c}} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]^{-1} \quad (5.140)$$

• coeficientul de sensibilitate în raport cu variația ariei rezistenței din aval:

$$q_{A2} = -\frac{\bar{P}_c}{\bar{A}_{c3}} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right] \quad (5.141)$$

Cu notațiile (5.137)–(5.141) modelul liniarizat de încărcare/descărcare al camerei se poate scrie sintetic:

$$(1 + s\tau_c) \dot{p}_c(s) = q_{P1}\dot{p}_1(s) + q_{P3}\dot{p}_3(s) - q_{T1}\dot{\theta}_1(s) + q_{A1}a_{1c}(s) - q_{A2}a_{c3}(s) \quad (5.142)$$

unde τ_c , q_{P1} , q_{P3} , q_{T1} , q_{A1} , q_{A2} sînt valori calculate într-un punct mediu de funcționare (de regim staționar), deci funcție de mărimile $\{\bar{P}_c, \bar{V}_E, \bar{P}_1, \bar{P}_3, \bar{A}_{c1}, \bar{A}_{c3}, \bar{T}_1\}$. De asemenea, subliniem că funcțiile de debit K_{1c} , K_{c3} sînt calculate pentru valorile presiunilor din punctul de liniarizare:

$$K_{1c} = K_{1c}(\bar{P}_1, \bar{P}_c); \quad K_{c3} = K_{c3}(\bar{P}_c, \bar{P}_3)$$

5.2.4. Subprogramul de calcul al acumulării în camere intermediare ACIRT

Acest subprogram permite calculul variației în timp, în decursul regimului tranzitoriu, a presiunii P_c dintr-o cameră intermediară de volum variabil sau fix. Încărcarea și descărcarea au loc printr-o rezistență turbulentă montată în amonte de cameră și, respectiv, printr-o rezistență turbulentă montată în aval. Procesul tranzitoriu poate fi declanșat prin variația următoarelor mărimi funcționale și constructive:

- (1) presiunea din amonte de circuit (P_1)
- (2) presiunea din aval de circuit (P_3)
- (3) modificarea ariei rezistenței din amonte (A_{1c})
- (4) modificarea ariei rezistenței din aval (A_{c3})
- (5) modificarea temperaturii din amonte (T_1)

Deoarece variantele (3), (4) vor fi analizate în capitolul dedicat amplificatoarelor pneumatice, iar (5) și (2) sînt similare cu (1), subprogramul ACIRT/N este ilustrat în raport cu variațiile presiunii de alimentare P_1 . Pentru varianta (1) este prezentat și exemplul de calcul 5.3.

Datele inițiale, necesare rulării subprogramului ACIRT/N, date ce vor fi comunicate conversațional de către proiectant sistemului SIPASAP, sînt prezentate în tabelul 5.8.

Sugerăm utilizatorului ca subprogramul ACIRT/N să fie rulat comparativ cu subprogramul ACIRT/L, care reprezintă prelucrarea modelului liniarizat al camerei intermediare, în scopul comparării efectelor liniarizării și, în ultimă instanță, a validării variantei optime de lucru.

Tabelul 5.8

Mărimea de calcul	Unitatea de măsură	Simbol FORTRAN	Valorile numerice ptr. exemplul 5.3	Obs.
Suprafața efectivă a elementului elastic S_E	m^2	SE	3.517 E-4	Invariantă în raport cu deplasarea
Constanta de elasticitate a resortului K_R	Nm^{-1}	KR	1.E+4	
Presiunea din exteriorul camerei P_0	Nm^{-2}	PO	1.013 E+5	
Forța de pretensionare a resortului F_0	N	FO	50	
Volumul inițial de control (global) $V_E(0)$	m^3	VEO	111.E-6	
Coeficientul de transformare politropic n	—	N	1.2	Au fost folosite și valorile $n = 1.15$ (încărcare) $n = 1.311$ (descărcare)
Temperatura gazului la intrarea în rezistența R_1 T_1	K	T1	293.15	
Presiunea gazului în aval de rezistență R_3 P_3	Nm^{-2}	P3	1.013 E+5	
Coeficientul de debit al rezistenței R_1 α_{1c}	—	AL 1	0.84	
Coeficientul de debit al rezistenței R_2 α_{c3}	—	AL 2	0.8	
Diametrul rezistenței R_1 (D_1)	m^2	A 1	$D_1 = 0.6 E-3$	
Diametrul rezistenței R_2 (D_2)	m^2	A 2	$D_2 = 0.66 E-3$	
Valoarea inițială a presiunii de intrare $P_1(0)$	$N m^{-2}$	P 10	2.1 E+5	
Valoarea finală a presiunii de intrare $P_1(F)$	$N m^{-2}$	P 1F	2.4 E+5	

Datele de ieșire ale programului sînt organizate astfel încît se evidențiază caracteristica indicială, obținută prin rularea cerută de proiectant.

Mărimea de ieșire	Timpul t	Presiunea de intrare P_1	Presiunea de ieșire din camera P_c
Unitate	s.	$N \cdot m^{-2}$	$N \cdot m^{-2}$
Simbol FORTRAN	T	P 1	PC

Programul principal și subrutinele folosite în ACIRT/N sînt prezentate în listingul 5.5.

Procedura de calcul

1°. Se calculează valoarea inițială a presiunii din camera de acumulare PCO prin apelarea subprogramului

$$PCO = \text{REZ DIVS (P 10, P 3)}$$

2°. Se calculează durata limită de rulare, considerînd că procesul tranzitoriu pe model liniarizat se termină după maximul 4 τ_c , astfel încît pentru modelul neliniar se estimează o durată a regimului tranzitoriu de șase ori mai mare decît constanta de timp τ_c .

$$TF = 6. * VEO (1. + N * SE ** 2 * PCO / KR * VEO) * PCO / N * * 267 * T1 * DMRT (P10, T1, PCO) * ((N + 1) / N * 2 + + FK(P10, PCO) + FK(PCO, P3)) \quad \text{ecuația (5.133)}$$

3°. Se stabilește pasul de integrare

$$PAS = 0.001 * TF$$

4°. Se stabilește pasul de afișare a rezultatului

$$GPAS = 5 * PAS$$

5°. Se introduce valoarea saltului treaptă a presiunii P1:

$$PIF = 2.4 \text{ E } 5$$

6°. Se lansează integrarea ecuației (5.116).

Subprogramul ACIRT/L. Acest subprogram (listing 5.6) reprezintă varianta liniarizată a calculului răspunsului indicial al camerei intermediare pneumatice.

Pe baza datelor inițiale din tabelul 5.8 se organizează următoarea procedură:

1°. Se calculează valoarea inițială a presiunii din camera intermediară prin rezolvarea ecuației de regim staționar

$$PCO = \text{REZ DIVS (P10, P3)}$$

Listing 5.5

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
VV=X(6)*Y(1)**P(1)-X(7)*Y(1)
F(1)=X(2)*Y(1)**P(1)*VV/X(8)
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
Y(IEQ)=F(1)
RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
COMMON A1,A2,P1,P3,VN,PCO
X(6)=X(4)*CN(P1,Y(1))
X(7)=CN(Y(1),P3)*X(5)
X(8)=P(2)+X(3)*Y(1)
RETURN
END
SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END
SUBROUTINE RUTX
REAL KR,N,K
EXTERNAL F3,F4
COMMON A1,A2,P1,P3,VN,PCO
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX
$NR,NW
DATA K,R/0.0404,287./
F1(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
F2(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
NW=1
NR=1
WRITE(NW,1)
1 FORMAT(1X,'ALEGETI MARIMEA CARE VARIAZA'/5X,'1=P1'/5X,
$'2=P3'/5X,'3=A1'/5X,'4=A2'/)
READ(NR,2) ITC
2 FORMAT(I1)
WRITE(NW,9)
9 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC'/)
READ(NR,8)AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC
8 FORMAT(8F10.2)
VN=(N-1)/(2*N)
GO TO (3,4,5,6),ITC
3 WRITE(NW,7)
7 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P1(0),P1(F),D1,D2,P3'/)
READ(NR,8)P10,P1F,D1,D2,P3
A1=F1(D1,AL1)
A2=F2(D2,AL2)
P1=P10
CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PCO)
P1=P1F
CALL SOL(P1,P3,F4,1.E-4,PCF)
GO TO 10

```


Listing 5.5 (continuare)

```

4      WRITE(NW, 11)
11     FORMAT(1X, 'INTRODUCETI: P3(O), P3(F), D1, D2, P1'//)
      READ(NR, 8) P3O, P3F, D1, D2, P1
      A1=F1(D1, AL1)
      A2=F2(D2, AL2)
      P3=P3O
      CALL SOL(P1, P3, F3, 1.E-4, PCO)
      P3=P3F
      CALL SOL(P1, P3, F4, 1.E-4, PCF)
      GO TO 10
5      WRITE(NW, 13)
13     FORMAT(1X, 'INTRODUCETI: D1(O), D1(F), D2, P1, P3'//)
      READ(NR, 8) D1O, D1F, D2, P1, P3
      A1=F1(D1O, AL1)
      A2=F2(D2, AL2)
      CALL SOL(P1, P3, F3, 1.E-4, PCO)
      A1=F1(D1F, AL1)
      CALL SOL(P1, P3, F4, 1.E-4, PCF)
      GO TO 10
6      WRITE(NW, 14)
14     FORMAT(1X, 'INTRODUCETI: D2(O), D2(F), D1, P1, P3'//)
      READ(NR, 8) D2O, D2F, D1, P1, P3
      A1=F1(D1, AL1)
      A2=F2(D2O, AL2)
      CALL SOL(P1, P3, F3, 1.E-4, PCO)
      A2=F2(D2F, AL2)
      CALL SOL(P1, P3, F4, 1.E-4, PCF)
10     P(1)=(N-1)/(2*N)
      X(1)=PCF
      Y(1)=PCO
      X(2)=N*K*R*SQRT(T)/(PCO**P(1))
      X(3)=(N+1)*SE*SE/KR
      X(4)=A1/(PCO**P(1))*P1
      X(5)=A2
      P(2)=VC
      RETURN
      END
      FUNCTION F3(Z)
      COMMON A1, A2, P1, P3, VN, PCO
      F3=A1*P1*CN(P1, Z)-A2*CN(Z, P3)*Z
      RETURN
      END
      FUNCTION F4(Z)
      COMMON A1, A2, P1, P3, VN, PCO
      F4=A1*P1*(Z/PCO)**VN*CN(P1, Z)-Z*CN(Z, P3)*A2
      RETURN
      END

```

2°. Se calculează coeficienții de liniarizare ai modelului

TAU = ecuația (5.133)
 QP1 = ecuația (5.137)
 QP3 = ecuația (5.138)
 QT1 = ecuația (5.139)
 QA1 = ecuația (5.140)
 QA2 = ecuația (5.141)

3°. Se calculează timpul de desfășurare al procesului tranzitoriu:

$$TF = 4.5 * TAU$$

4°. Se stabilesc pasul de integrare și de afișare

$$PAS = 0.001 * TF$$

$$GPAS = 5 * PAS$$

5°. Se introduce variația presiunii de alimentare P1F

$$P1F = 2.4 \cdot 10^5$$

6°. Se lansează integrarea ecuației (5.142).

În fig. 5.16 sînt reprezentate comparativ rezultatele unor rulări succesive pe model neliniar și, respectiv, pe model liniarizat, în raport cu diferite amplitudini ale saltului de presiune ($P1F - P10$), precum și în raport cu diferite valori ale coeficientului politropic.

Pentru predimensionarea circuitelor de întârziere pneumatice cu cameră intermediară, utilizatorul va face apel la ambele subprograme ACIRT/N, ACIRT/L, pentru a realiza o comparație, calitativă și cantitativă, asupra comportării neliniare și, respectiv, liniarizate a acestui circuit fundamental în construcția echipamentelor de automatizare pneumatice.

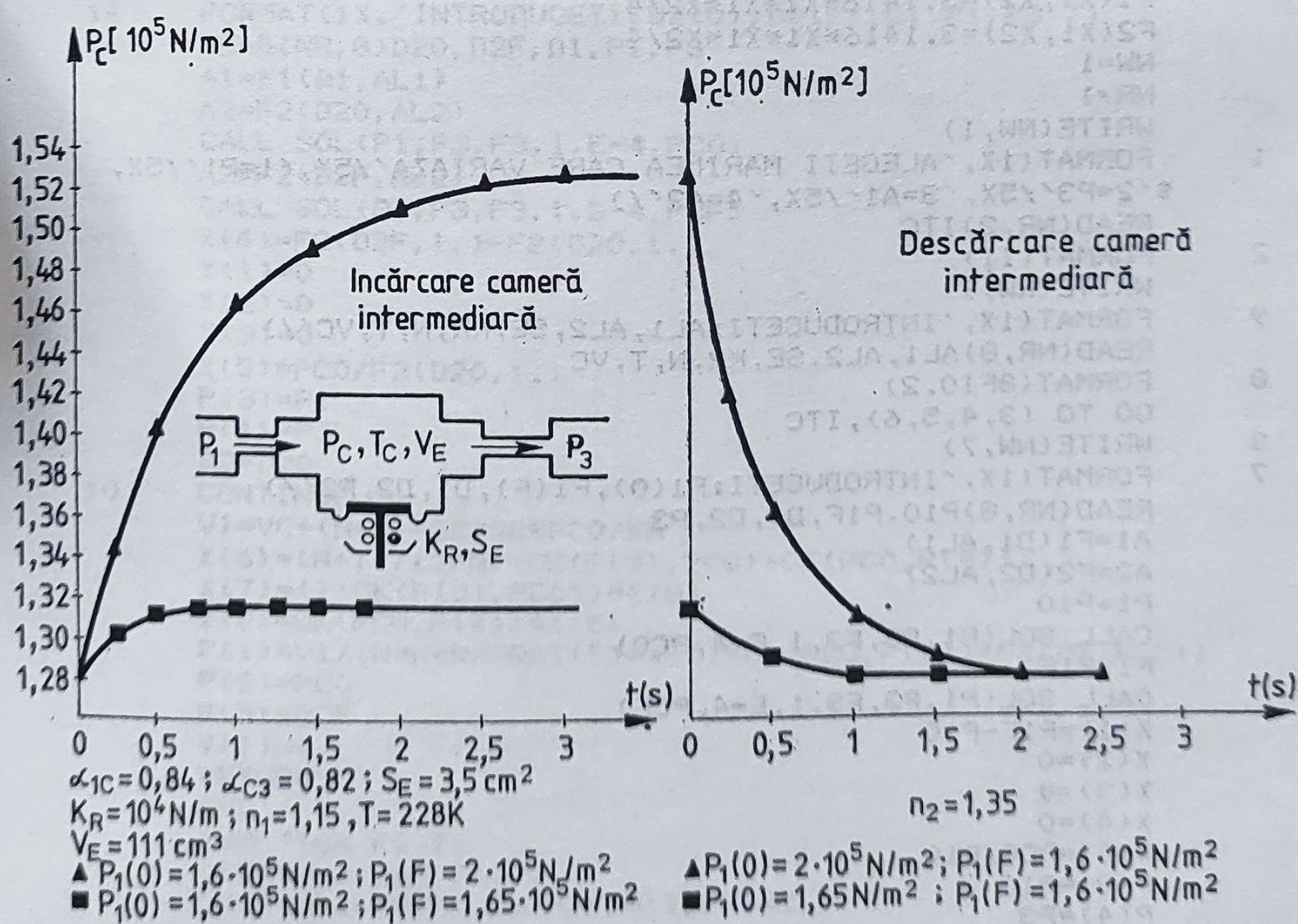


Fig. 5.16. Caracteristica de regim tranzitoriu a încărcării/descărcării unei camere intermediare.

Listing 5.6

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1;0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
F(1)=((X(7)*X(1)+X(3)*X(5)-X(4)*X(5)+X(8)*X(2))/X(6)-
$Y(1))/P(1)
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
Y(IEQ)=F(I)
RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
X(9)=Y(1)+P(2)
RETURN
END
SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END
SUBROUTINE RUTX
REAL KR,N,K
EXTERNAL F3
COMMON A1,A2,P1,F3
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
DATA K,R/0.0404,287./
F1(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
F2(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
NW=1
NR=1
WRITE(NW,1)
1  FORMAT(1X,'ALEGETI MARIMEA CARE VARIAZA'/5X,'1=P1'/5X,
$'2=P3'/5X,'3=A1'/5X,'4=A2'/)
READ(NR,2)ITC
2  FORMAT(I1)
WRITE(NW,9)
9  FORMAT(1X,'INTRODUCETI:AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC'/)
READ(NR,8)AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC
8  FORMAT(8F10.2)
GO TO (3,4,5,6),ITC
3  WRITE(NW,7)
7  FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P1(0),P1(F),D1,D2,P3'/)
READ(NR,8)P10,P1F,D1,D2,P3
A1=F1(D1,AL1)
A2=F2(D2,AL2)
P1=P10
CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PC0)
P1=P1F
CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PCF)
X(1)=P1F-P10
X(2)=0
X(3)=0
X(4)=0
X(5)=PC0/P10
P(3)=P10
P(4)=P3
GO TO 10

```



```

4      WRITE(NW,11)
11     FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P3(0),P3(F),D1,D2,P1'//)
      READ(NR,8)P30,P3F,D1,D2,P1
      A1=F1(D1,AL1)
      A2=F2(D2,AL2)
      P3=P30
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PC0)
      P3=P3F
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PCF)
      X(2)=P3F-P30
      X(1)=0
      X(3)=0
      X(4)=0
      X(5)=PC0/P30
      P(3)=P1
      P(4)=P30
      GO TO 10
5      WRITE(NW,13)
13     FORMAT(1X,'INTRODUCETI:D1(0),D1(F),D2,P1,P3'//)
      READ(NR,8)D10,D1F,D2,P1,P3
      A1=F1(D10,AL1)
      A2=F2(D2,AL2)
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PC0)
      A1=F3(D1F,AL1)
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PCF)
      X(3)=F1(D1F,1.)-F1(D10,1.)
      X(1)=0
      X(2)=0
      X(4)=0
      X(5)=PC0/F2(D10,1.)
      P(3)=P1
      P(4)=P3
      GO TO 10
6      WRITE(NW,14)
14     FORMAT(1X,'INTRODUCETI:D2(0),D2(F),D1,P1,P3'//)
      READ(NR,8)D20,D2F,D1,P1,P3
      A1=F1(D1,AL1)
      A2=F2(D20,AL2)
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PC0)
      A2=F2(D2F,AL2)
      CALL SOL(P1,P3,F3,1.E-4,PCF)
      X(4)=F2(D2F,1.)-F2(D20,1.)
      X(1)=0
      X(2)=0
      X(3)=0
      X(5)=PC0/F2(D20,1.)
      P(3)=P1
      P(4)=P3
      D2=D20
10     CONTINUE
      V1=VC+(N+1)*SE*SE*PC0/KR
      X(6)=(N+1)/(2*N)+CK(P(3),PC0)+CK(PC0,P(4))
      X(7)=(1+CK(P(3),PC0))*X(5)
      X(8)=CK(PC0,P(4))*X(5)
      P(1)=V1/(N*K*R*SQRT(T)*X(6)*CN(PC0,P(4))*F2(D2,AL2))
      P(2)=PC0
      P(5)=PCF
      Y(1)=0.
      RETURN
      END
      FUNCTION F3(Z)
      COMMON A1,A2,P1,P3
      F3=A1*P1*CN(P1,Z)-A2*CN(Z,P3)*Z
      RETURN
      END

```


5.2.5. Variante ale programelor ACIRT/N, ACIRT/L

Modelul procesului de acumulare din camerele pneumatice intermediare, reprezentat prin ecuația (5.106), este general. Cuplarea camerei prin rezistențe turbulente și laminare în amonte sau în aval modifică numai expresiile debitelor (\dot{M}_i) și (\dot{M}_e) în raport cu presiunile [P_1, P_2, P_3].

În cazul particular al unor rezistențe laminare, cu secțiune circulară (§ 5.1) și turbulente, ecuațiile (5.116) și (5.117) se schimbă în mod corespunzător (RT—rezistență turbulentă, RL—rezistență laminară, CI—cameră intermediară).

a) *ecuația de regim staționar:*

- RT/CI/RL

$$\frac{K}{K_L} \frac{\alpha_{1c}}{\alpha_{c3}} \frac{A_{1c}}{D_2^4/L_2} \left(\frac{T_1}{T_1 + 112} \right) = \frac{P_c^2(0) - P_3^2}{P_1 N_{1c}(P_1, P_c(0))}$$

- RL/CI/RT

$$\frac{K_L}{K} \frac{\alpha_{1c}}{\alpha_{c3}} \frac{D_1^4/L_1}{A_{c3}} \left(\frac{T_1 + 112}{T_1} \right) = \frac{P_3(0) N_{c3}(P_c(0), P_3)}{P_1^2 - P_c^2(0)}$$

- RL/CI/RL

$$\frac{\alpha_{1c} D_1^4/L_1}{\alpha_{c3} D_2^2/L} = \frac{P_c^2(0) - P_3^2}{P_1^2 - P_c^2(0)}$$

b) *ecuația de regim tranzitoriu:*

- RT/CI/RL

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nRT_c(0) \left(\frac{P_c}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{V_E^*(P_c)} \left\{ \frac{K}{\sqrt{T_1}} P_1 \alpha_{1c} A_{1c} N_{1c} \frac{1}{\sqrt{T_1}} - \frac{D_2^4}{128 \eta (T_1) L_2} \cdot \frac{(P_c^2 - P_3^2)}{2RT_1} \right\}$$

- RL/CI/RT

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nRT_c(0) \left(\frac{P_c}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{V_E^*(P_c)} \left\{ \frac{(\pi D_1^4/L_1)}{128 \eta (T_1)} \frac{(P_1^2 - P_c^2)}{2RT_1} - \frac{K}{\sqrt{T_1}} \cdot \left(\frac{P_c(0)}{P_c} \right)^{\frac{n-1}{n}} \alpha_{c3} A_{c3} P_c N_{c3} \right\}$$

• RL/CI/RL

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nRT_c(0) \left(\frac{P_c}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{V_E^*(P_c)} \left\{ \frac{(\pi D_1^4/L_1)}{128 \eta(T_1)} \frac{(P_1^2 - P_c^2)}{2RT_1} - \frac{(\pi D_2^4/L_2)}{128 \eta(T_1)} \frac{(P_c^2 - P_3^2)}{2RT_1} \right\}$$

Similar cazului modelului RT/CI/RT, coeficienții de debit și coeficientul politropic $\{\alpha_{1c}, \alpha_{c3}, n\}$ sînt parametrii de pondere ai ecuațiilor. Alegerea lor trebuie făcută astfel încît să rezulte o eroare minimă între rezultatele simulării și răspunsurile ridicate experimental.

Tabelul 5.8 al datelor inițiale pentru lansarea subprogramelor ACIRL/N se modifică prin introducerea noilor parametri de intrare (tabelul 5.9).

Cititorul va elabora programul ACIRL/N conform modelului prezentat pentru ACIRT/N (§ 5.2.4). Procedurile de calcul nu se schimbă pentru nici una dintre combinațiile rezistență-cameră-rezistență.

Tabelul 5.9

Mărimea de intrare	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Obs. exemple
Diametrul rezistenței R_1	m^2	D_1	0.2 E-3
Diametrul rezistenței R_2	m^2	D_2	0.22 E-3
Lungimea capilarului L_1	m	L_1	0.2
Lungimea capilarului L_2	m	L_2	0.11
Viscozitatea la temperatura T_1	Nm/s ⁻¹	VIZ(T_1)	1.78 E-5

În privința programelor de simulare a încărcării/descărcării camerelor prin rezistențe laminare și turbulente (ACIRL/L) în tabelul 5.10 sînt centralizate formulele de calcul pentru coeficienții de liniarizare, precum și constanta de timp, funcție de structurile rețelelor de încărcare/descărcare.

Modelul liniarizat (5.142), precum și procedura de calcul rămîn nemodificate indiferent de combinația rezistențelor de încărcare/descărcare a camerei.

Nr. crt.	Tip circuit pneumatic		RT - CI - RT	RL - CI - RT
	Constanta modelare			
1	Constanta de timp a circuitului de acu- mulare $\tau(s.)$		$\frac{V_c^* \cdot P_c^N(0)/\dot{m}_T^N}{nRT_1^N \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]}$	$\frac{V_c^* P_c^N(0)/\dot{m}}{nRT_1^N \left[\frac{2P_c^2}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{n+1}{2n} + K_{c3} \right]}$
2	Coeficientul de sensi- bilitate în raport cu presiunea din amon- te (q_{P1})		$\frac{(1 + K_{1c})P_c^N(0)/P_1^N}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]}$	$\frac{\frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} P_c^N(0)/\dot{m}_T^N}{\left[\frac{2P_c^2}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{n+1}{2n} + K_{c3} \right]}$
3	Coeficientul de sen- sibilitate al modelu- lui în raport cu pre- unea din aval (q_{P3})		$\frac{K_{c3}P_c^N(0)/P_3^N}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]}$	$\frac{K_{c3}P_c^N(0)/P_3^N}{\left[\frac{2P_c^2}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{n+1}{2n} + K_{c3} \right]}$
4	Coeficientul de sen- sibilitate al modelu- lui în raport cu temperatura din a- monte (q_{T1})		$\frac{-P_c^N(0)/2T_1^N}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]}$	$\frac{-\left(\frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right) P_c^N(0)/2T_1^N}{\left[\frac{2P_c^2}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{n+1}{2n} + K_{c3} \right]}$
5	Coeficientul de sensi- bilitate în raport cu modificarea ariei din amonte (q_{A1})		$\frac{P_c^N(0)/A_{1c}^N}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{c1} + K_{c3} \right]}$	
6	Coeficientul de sensi- bilitate în raport cu modificarea ariei din aval (q_{A2})		$\frac{-P_c^N(0)/A_{c3}^N}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c} + K_{c3} \right]}$	$\frac{-P_c^N(0)/A_{c3}^N}{\left[\frac{2P_c^2}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{n+1}{2n} + K_{c3} \right]}$

Observații: $V_c^* = V_c^N \left(1 + \frac{nS_{ef}^2}{K_R} \cdot \frac{P_c^N}{V_c^N} \right)$; $(\dot{m})_T^N = \frac{K}{\sqrt{T_1}} \alpha_{1c} \cdot A_{1c} P_1^N N_{1c} \left(\frac{P_c(0)}{P_1^N} \right)$;

$$(\dot{m})_L^N = K_L \frac{T_1 + 112}{T_1 \sqrt{T_1}} \alpha_{12} \frac{D_1^4}{L_1} [(P_1^2 - P_c^2(0))]$$

RL-CI-RL

$$V_c^* P_c^N(0) / \dot{m}_L^N$$

$$nRT_1^N \left[\frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{2P_c^2}{P_c^2 - P_3^2} - \left(\frac{n-1}{2n} \right) \frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right]$$

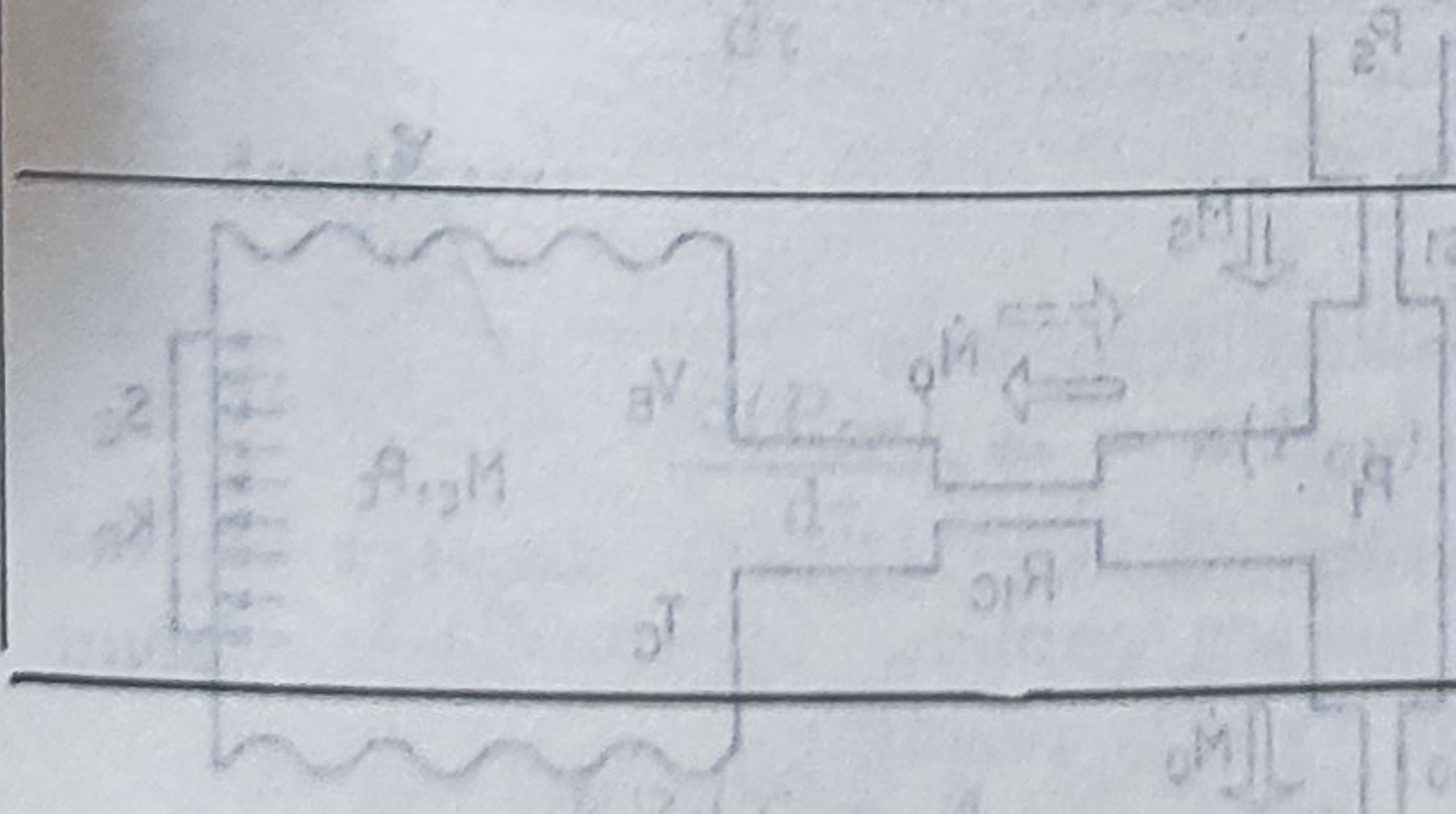
$$\frac{1}{\left(\frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} \right)^{-1} \frac{P_c^N(0)}{P_c^N} \left[- \left(\frac{n-1}{2n} \right) \frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right] + \frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{2P_c^2}{P_c^2 - P_3^2}}$$

$$\left(\frac{2P_3^2}{P_c^2 - P_3^2} \right) P_c^N / P_3^N$$

$$\left[- \left(\frac{n-1}{2n} \right) \frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right] + \frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{2P_c^2}{P_c^2 - P_3^2}$$

$$- \left(\frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right) P_c^N(0) / 2T_1^N$$

$$\left[- \left(\frac{n-1}{2n} \right) \left(\frac{T_1 + 336}{T_1 + 112} \right) + \frac{2P_1P_c}{P_1^2 - P_c^2} + \frac{2P_c^2}{P_c^2 - P_3^2} \right]$$



5.2.6. Camere terminale conectate prin rezistențe turbulente sau laminare

Un caz particular de desfășurare a procesului de acumulare a fluidului apare în situațiile în care camera pneumatică este conectată la circuit printr-un singur canal de interconexiune (fig. 5.17) pe care se montează o rezistență pneumatică.

Specific circuitelor care au camere terminale: (RT-CT) rezistență turbulentă-cameră terminală, precum și circuitul (RL-CT) rezistență laminară-cameră terminală, este desfășurarea procesului de acumulare în timp finit. Totodată, trebuie subliniat faptul că modelul nelinier al circuitului RT-CT nu admite o liniarizare în jurul punctului mediu de funcționare indiferent cât de mici ar fi variațiile de presiune ale fluidului din cameră. Prin contrast modelul circuitului (RL-CT) admite o liniarizare, simplu de calculat.

Se consideră procesul de acumulare într-o cameră terminală cu volum variabil (fig. 5.17) desfășurat la încărcarea și, respectiv descărcarea printr-o rezistență turbulentă cu arie de trecere variabilă. Pentru camera pneumatică terminală ecuația (5.107) devine:

$$\dot{P}_c(t) = P_c(0) + \frac{1}{\frac{V_E^*(P_c)}{nRT_c}} \int_0^t \dot{M}_c(t) dt \quad (5.143)$$

unde volumul efectiv al camerei se calculează cu ajutorul aceleiași ecuații (5.105), ca și în cazul camerei intermediare.

Debitul \dot{M}_c este reversibil funcție de regimul de acumulare:

(a) $\dot{M}_c = \dot{M}_i$ dacă $P_1(0_+) > P_c(0)$ (încărcare)

(b) $\dot{M}_c = \dot{M}_e$ dacă $P_1(0_+) < P_c(0)$ descărcare

În regim staționar prin rezistența $RT(\alpha_{2c}, A_{2c})$ nu curge fluid, astfel încât presiunea din cameră devine egală cu presiunea din amonte de rezistența de încărcare/descărcare:

$$P_1(0) = P_c(0) \quad (5.144)$$

În regim tranzitoriu, în timpul desfășurării procesului de acumulare a gazului comprimat, temperatura variază după o lege politropică:

$$T_c(t) = T_c(0) \left(\frac{P_c}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (5.145)$$

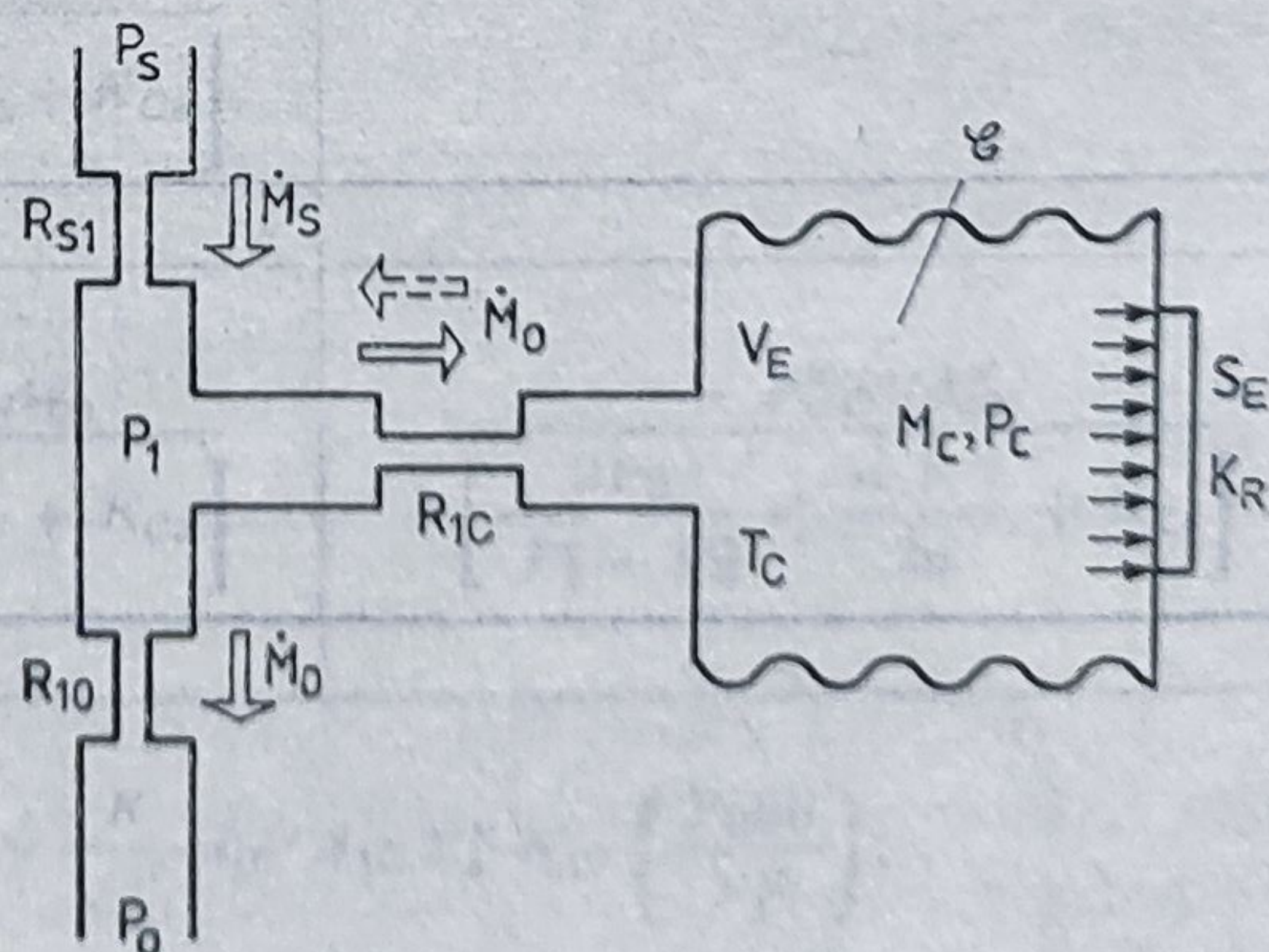


Fig. 5.17. Cameră pneumatică de acumulare terminală, încărcată/descărcată printr-o rezistență turbulentă.

astfel încît în regim staționar se poate accepta ipoteza egalizării temperaturilor în amonte și în aval de rezistența RT:

$$T_c(0) \approx T_1(0)$$

În aceste condiții modelul general al acumulării în camera pneumatică terminală, conectată la circuit prin rezistența turbulentă P.T, cuprinde ecuațiile:

1) *regimul staționar* (fixează condiția inițială de presiune și temperatură din cameră); particularizînd (5.117) se obține:

$$P_1(0) = P_c(0) \quad (5.146)$$

2) *regimul de încărcare* (tranzitoriu): $P_2(F) > P_2(0)$; din ecuația (5.116) rezultă:

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{nKR \sqrt{T_c(0)}}{V_E^*} \left[\frac{P_c(t)}{P_2(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}} \alpha_{2c} A_{2c} P_1(F) N_{2c}(P_1(F), P_c(t)) \quad (5.147)$$

3) *regimul de descărcare* (tranzitoriu): $P_1(F) < P_c(0)$ din același model (5.116) se obține:

$$\frac{dP_c}{dt} = - \frac{nKR \sqrt{T_c(0)}}{V_E^*} \left(\frac{P_c}{P_2(0)} \right)^{\frac{3n-1}{2n}} P_2(0) \alpha_{c2} A_{2c} N_{c2}(P_c(t), P_1(F)) \quad (5.148)$$

Sub formă normalizată [5.2], prin utilizarea notațiilor (5.118), se obțin ecuațiile modelului de regim tranzitoriu:

încărcare:

$$\frac{d(P_{CN})}{d\tau} = n(P_{1N}) \cdot (P_{CN})^{\frac{n-1}{n}} N_{1c}(P_1(F), P_c(t)) \quad (5.149)$$

descărcare:

$$\frac{d(P_{CN})}{d\tau} = - n(P_{CN})^{\frac{3n-1}{2n}} N_{c2}(P_c(t), P_1(F)) \quad (5.150)$$

unde:

$$\tau = \frac{KR \sqrt{T_2} \alpha_{c2} A_{c2}}{V_E^*}; \quad P_{CN} = \frac{P_c(t)}{P_2(0)}; \quad (P_{1N}) = \frac{P_1(F)}{P_1(0)} \quad (5.151)$$

Algoritmul pentru prelucrarea modelului camerei terminale încărcată/descărcată printr-o rezistență turbulentă (ecuațiile (5.146), (5.147), (5.148)) este o formă particulară a celui dezvoltat în § 5.2.4. pentru camera intermediară dacă se implementează următoarele condiții:

1) în datele de intrare din tabelul 5.8 se declară pentru regimul de încărcare:

$$A_{1c} = A_{2c} \text{ și } A_{c3} = 0 \quad (5.152)$$

și, respectiv, pentru regimul de descărcare:

$$A_{1c} = 0 \text{ și } A_{c3} = A_{2c} \quad (5.152')$$

2) pentru aflarea condiției de regim staționar se rezolvă ecuația (5.146);

3) se tratează condiția decizională asupra naturii regimului tranzitoriu de acumulare

$P_1(F) > P_c(0) \rightarrow$ ecuația (5.147) sau normalizînd (5.149)

$P_1(F) < P_c(0) \rightarrow$ ecuația (5.148) sau după normalizare (5.150).

Pentru circuitele de acumulare cu cameră terminală, în literatura de specialitate [5.9.] există o propunere de estimare a duratei regimului tranzitoriu de acumulare a gazului comprimat.

Pornind de la aproximarea funcției de debit N_{2c} prin expresia (5.40) și integrînd ecuația (5.147) pentru variații relativ reduse ale presiunii din cameră față de presiunea din amonte de rezistența RT, se obține:

$$t_f \approx \frac{2V_E^*/A_2}{n\sqrt{2gRT_2}} \sqrt{\frac{P_1(F) - P_1(0)}{P_1(0)}}$$

Ca rezultat al cercetărilor efectuate în simularea procesului tranzitoriu de încărcare/descărcare a unei camere terminale printr-o rezistență turbulentă se poate folosi un model unic sub forma:

$$\frac{dP(t)}{dt} = \frac{nKR\sqrt{T_1(0)}}{V_E^*(P)} \cdot \left[\frac{P(t)}{P_1(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}} P_1 \alpha_{1c} A_{1c} N_{1c}(P_1, P(t)) \quad (5.153)$$

Cititorul poate verifica validarea modelului (5.153) în toate regimurile tranzitorii și staționare ale curentului pneumatic analizat.

5.2.7. Liniarizarea modelului camerei terminale

Operația de liniarizare a modelului (5.147), (5.148) decurge similar demonstrației prezentate în § 5.2.3 pentru camera intermediară:

În regim de încărcare din ecuația (5.132) rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{(\bar{V}_E)^*}{nRT_c} \cdot \frac{1}{\bar{M}_t} \left[s\bar{p}_c(s) + \frac{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{2c}\right)}{\bar{P}_c} \bar{p}_c(s) \right] = \\ = \frac{(1 + K_{2c})}{\bar{P}_2} \bar{p}_1(s) + \frac{1}{A_{1c}} a_{1c}(s) \end{aligned} \quad (5.154)$$

Să considerăm cazul particular, frecvent întâlnit în construcția aparatelor pneumatice de automatizare, în care singura mărime variabilă este presiunea din amonte de rezistența RT.

Dacă ținem seama de condițiile de regim staționar, în jurul căruia au loc variațiile de amplitudine redusă ale presiunii din cameră, rezultă:

$$\bar{T}_c = T_1; \quad \bar{P}_c = P_1(0)$$

Dar în regim staționar debitul de intrare în camera terminală este nul, iar valoarea funcției K_{2c} tinde la infinit, dacă $P_c(0) \rightarrow P_1(0)$, precum și dacă $P_c(t_f) = P_1(t_f) = P_1(0_+)$. Cele două rezultate, obținute numai în cazul modelelor de acumulare în camera terminală încărcată prin rezistența turbulentă, conduc la nedeterminare în ecuația (5.154):

$$\dot{\bar{M}}_i = 0; \quad K_{2c}(P_1(0), P_c(0)) \rightarrow \infty$$

$$K_{2c}(P_c(0_+), P_1(t_f)) \rightarrow \infty$$

Prin specificul modelului (5.147), nu există o ecuație liniarizată de tipul (5.154), care să servească la determinarea răspunsului indicial al camerei terminale încărcate printr-o rezistență turbulentă.

Deoarece, matematic, nedeterminarea constă în prezența discontinuităților în momentul inițial ($t = 0$), se propune ocolirea acestor puncte prin scrierea ecuației (5.154) în momentul $t(0_+)$, când a apărut diferența de presiune:

$$P_1(0_+) \neq P_1(0) = P_c(0)$$

În aceste condiții se pot calcula mărimile, care intervin în modelul (5.154), după formulele următoare:

1) debitul în momentul inițial al regimului tranzitoriu:

$$\dot{\bar{M}}_c(0_+) = \frac{K}{\sqrt{T_1}} \cdot \alpha_{2c} A_{2c} \cdot P_1(0_+) N_{1c}(P_1(0_+), P_1(0)) \quad (5.155)$$

unde, în regim staționar, $P_c(0) = P_1(0)$:

$$2) \quad K_{2c}^* = K_{2c}(P_1(0_+), P_1(0)) \quad (5.156)$$

Modelul liniarizat în jurul regimului de funcționare la $t = (0_+)$ va avea forma:

$$\frac{(\bar{V}_E)^*}{nRT_c(0)} \cdot \frac{1}{\dot{\bar{M}}_c(0_+)} \left\{ s\hat{p}_c(s) + \frac{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0)) \right]}{P_1(0)} \hat{p}_c(s) \right\} =$$

$$= \frac{[1 + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0))]}{P_1(0)} \hat{p}_1(s) + \frac{1}{A_{1c}} a_{1c}(s) \quad (5.157)$$

Constanta de timp a circuitului de întârziere și factorul de transfer în regim staționar se pot calcula prin expresiile:

$$\tau_c^* = \frac{V_E(0) \left[1 + n \frac{S_E^2}{K_R} \frac{P_c(0)}{V_E(0)} \right]}{nKR \sqrt{T_c} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0)) \right] N_{1c}^*(P_1(0_+), P_c(0)) \alpha_{1c} A_{1c}} \quad (5.158)$$

$$q_{p1}^* = \frac{(1 + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0)))}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0)) \right]} \approx 1 \quad (5.159)$$

$$q_A^* = \frac{P_1(0)/A_{1c}(0)}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_{1c}^*(P_1(0_+), P_1(0)) \right]} \quad (5.160)$$

Încărcarea unei camere terminale printr-o rezistență turbulentă este descriptibilă printr-un model liniarizat în jurul punctului de funcționare înregistrat în momentul inițial ($t = 0_+$), fizic reprezentat prin momentul la care se obține dezechilibrul inițial de presiuni $P_1(0_+) > P_c(0)$, când se declanșează procesul tranzitoriu de acumulare. Ecuația liniarizată a circuitului pneumatic are forma:

$$(1 + s\tau_c^*) p_c(s) = q_{p1}^* p_1(s) + q_{A1}^* a_{2c}(s) \quad (5.161)$$

Modelul (5.161) este cu atât mai puțin validat experimental cu cît fenomenul de acumulare evoluează către regimul staționar final. El reprezintă modelarea tendinței de variație inițiale a presiunii din cameră

În regim de descărcare, ecuația (5.132) devine:

$$\begin{aligned} \frac{(\bar{V}_E)^*}{nRT_c} \frac{1}{\bar{M}_e} \left\{ s p_c(s) + \frac{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{c1} \right)}{P_c} p_c(s) \right\} = \\ = \frac{(1 + K_{c1})}{P_c} p_1(s) + \frac{1}{A_{1c}} a_{1c}(s) \end{aligned} \quad (5.162)$$

Deoarece, pentru aceeași valoare a saltului de presiune la intrarea circuitului, există relațiile:

$$\bar{M}_e(P_c(0), P_1(0_+)) = \bar{M}_1(P_1(0_+), P_c(0))$$

$$K_{c2}(P_c(0), P_1(0_+)) = K_{2c}(P_1(0_+), P_c(0))$$

Ecuațiile (5.162) și (5.157) sînt identice, astfel încît ecuația (5.161) exprimă modelul liniar echivalent, unic al camerei terminale. Deosebirea între încărcare/descărcare se reflectă în semnul variației presiunii de intrare $p_2(s)$:

(1) încărcare:

$$p_1(s) = \frac{[P_1(0_+) - P_1(0)]}{s} \quad (5.163)$$

(2) descărcare:

$$p_1(s) = - \frac{P_1(0) - P_1(0_+)}{s} \quad (5.163')$$

Observații. Modelul liniar echivalent (5.161), în care constanta de timp τ_c^* se calculează prin ecuația (5.158) și coeficientul de sensibilitate față de aria rezistenței RT se exprimă prin ecuația (5.160), conduce la rezultate satisfăcătoare în proiectarea și analiza sistemelor automate pneumatice, în limitele unor erori de 10–15% în regim dinamic.

O altă variantă a construirii unui model liniar echivalent constă în impunerea unei ecuații de întârziere de ordinul întâi:

$$(1 + s\tau_c^{**}) p_c(s) = p_1(s) + q_{A1}^* a_{1c}(s) \quad (5.164)$$

unde:

$$\tau_c^{**} = (1/3,5) t_{final} \quad (5.165)$$

Timpul t_{final} reprezintă durata finită a procesului de încărcare/descărcare al camerei terminale. Valoarea lui numerică se obține prin integrarea ecuației (5.147), respectiv (5.148), cu ajutorul subprogramului ACTRT/N inclus în sistemul SIPASAP.

Modelul liniar echivalent (5.164) poate conduce la rezultate sensibil diferite față de răspunsul calculat pe model neliniar (5.147/5.148), deoarece ecuația (5.164) nu este produsul unei operații de liniarizare propriu-zise. Totuși, atunci când eroarea maximă de modelare este tolerabilă, ecuația (5.164) conduce la o durată a regimului tranzitoriu corectă. Modelul liniar echivalent (5.161) nu respectă această valoare a duratei regimului tranzitoriu.

5.2.8. Subprogramul de calcul al acumulării în camere terminale ACTRT

Subprogramele de simulare a procesului de încărcare/descărcare — ACTRT/N și ACTRT/L — care se desfășoară într-o cameră terminală printr-o rezistență terminală, concepute ca particularizări ale subprogramelor ACIRT/N pentru calculul pe model neliniar și, respectiv, a programului ACIRT/L pe model liniar echivalent, sînt prezentate în listingurile 5.7 și 5.8.

În fig. 5.18 sînt reprezentate rezultatele obținute în simularea procesului de acumulare într-o cameră terminală, în comparație cu rezultatele experimentale de laborator.

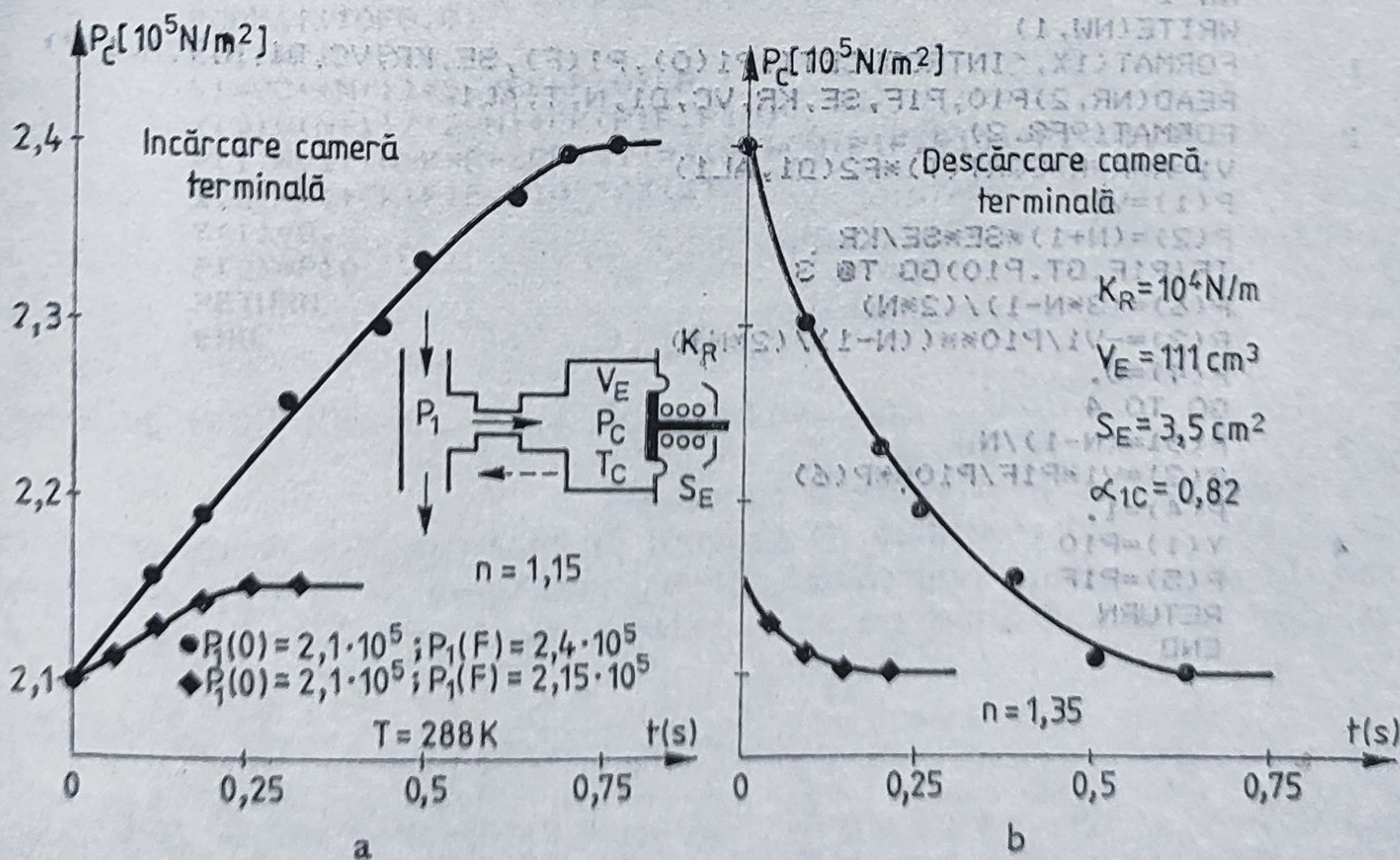


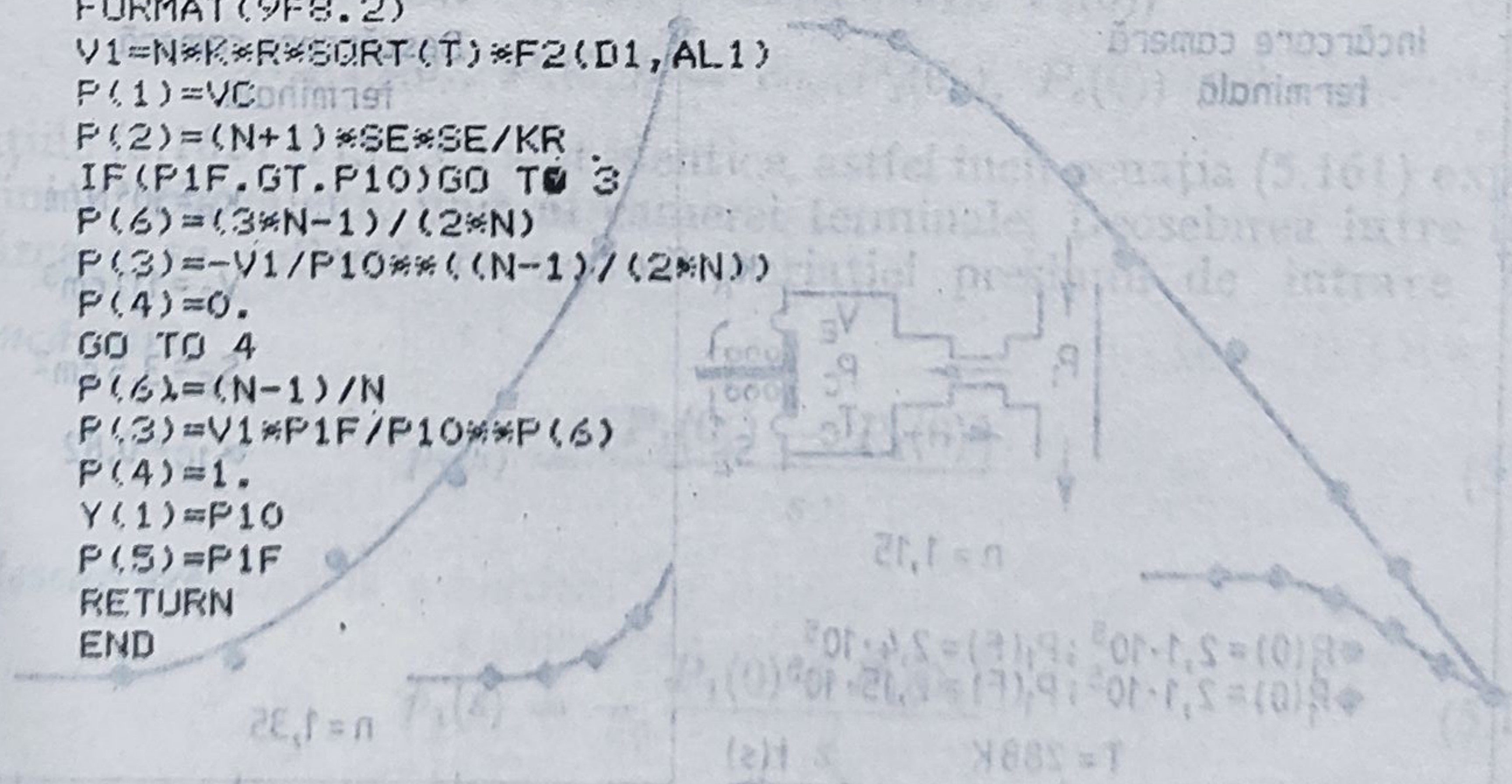
Fig. 5.18. Caracteristica de regim tranzitoriu a încărcării/descărcării unei camere terminale.

Listing 5.7

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
F(1)=X(2)*Y(1)**P(6)
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
1 Y(IEQ)=F(I)
RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
X(1)=P(1)+P(2)*Y(1)
IF(P(4).EQ.1)X(2)=P(3)*CN(P(5),Y(1))/X(1)
IF(P(4).EQ.0)X(2)=P(3)*CN(Y(1),P(5))/X(1)
RETURN
END
SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END
SUBROUTINE RUTX
REAL N,K,KR
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
DATA K,R/0.0404,287./
F2(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
NR=1
NW=1
WRITE(NW,1)
1 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P1(0),P1(F),SE,KR,VC,D1,N,T,AL1')
READ(NR,2)P10,P1F,SE,KR,VC,D1,N,T,AL1
2 FORMAT(9F8.2)
V1=N*K*R*SORT(T)*F2(D1,AL1)
P(1)=VC
P(2)=(N+1)*SE*SE/KR
IF(P1F.GT.P10)GO TO 3
P(6)=(3*N-1)/(2*N)
P(3)=-V1/P10**((N-1)/(2*N))
P(4)=0.
GO TO 4
3 P(6)=(N-1)/N
P(3)=V1*P1F/P10**P(6)
P(4)=1.
4 Y(1)=P10
P(5)=P1F
RETURN
END

```



Listing 5.8

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
F(1)=(X(2)*X(1)-Y(1))/P(1)
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
1 Y(IEQ)=F(I)
RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
X(3)=Y(1)+P(2)
RETURN
END
SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END
SUBROUTINE RUTX
REAL KR,N,K
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
DATA K,R/0.0404,287./
F1(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2/4
NW=1
NR=1
WRITE(NW,1)
FORMAT(1X,'INTRODUCETI:AL1,SE,KR,N,T,VC,P1(0),P1(F),D1(1)')
READ(NR,2)AL1,SE,KR,N,T,VC,P10,P1F,D1
2 FORMAT(10F8.0)
X(1)=P1F-P10
V1=VC+(N+1)*SE*SE*P10/KR
X(2)=(N+1)/((2*N)+CK(P1F,P10))
P(1)=V1/(N*K*R*SQRT(T)*X(2)*CN(P1F,P10)*F1(D1,AL1))
X(2)=(1+CK(P1F,P10))/X(2)
Y(1)=0.
P(2)=P10
RETURN
END

```


Circuitul pneumatic format dintr-o cameră terminală și o rezistență laminară are ca model neliniar (§ 5.25):

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{n R T_c(0) \left(\frac{P_c}{P_c(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{V_E^*(P_c)} \cdot \frac{\pi D_1^4 / L_1}{128 \eta(T_1)} \cdot \frac{(P_1^2 - P_c^2)}{2 R T_1} \quad (5.166)$$

Valorile presiunii și temperaturii din cameră în regimul staționar inițial sînt: condiții inițiale pentru integrarea ecuației (5.166):

$$T_c(0) \approx T_1; \quad P_c(0) = P_1(0);$$

Ecuația (5.166) devine:

a) *regim tranzitoriu*

$$\frac{dP_c}{dt} = \frac{n}{V_E^*} \left(\frac{P_c}{P_1(0)} \right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot \frac{\pi D_1^4 / L_1}{128 \eta(T_1)} \left(\frac{P_1^2 - P_c^2}{2} \right) \quad (5.166')$$

b) *regim staționar*

$$P_c(0) = P_1(0)$$

Spre deosebire de cazul precedent, modelul neliniar (5.166') poate fi liniarizat. Pentru mici variații în jurul punctului inițial de regim staționar:

$$\begin{aligned} P_c &= \bar{P}_c(0) + p_c(t) \\ P_1 &= \bar{P}_1(0) + p_1(t) \end{aligned} \quad (5.167)$$

Înlocuind (5.167) în (5.166') și reținînd numai termenii primei variații din dezvoltarea Taylor se obține pentru regimul izotermic ($n = 1$):

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{\pi D_1^4 / L_1}{128 V_E^* \eta(T_1)} P_1(0) [p_1(t) - p_c(t)] \quad (5.168)$$

sau, grupînd termenii variațiilor de presiune din cameră terminală încărcată printr-o rezistență laminară, rezultă după aplicarea transformatei Laplace:

$$p(s) [1 + s\tau] = p(s) \quad (5.169)$$

unde $\tau = \frac{128 V_E^* \eta(T_1)}{\pi \cdot D_1^4 / L_1 \cdot P_1(0)}$ este constanta de timp a circuitului de întârziere cu rezistență laminară și cameră terminală.

Dacă utilizatorul consideră că regimul de încărcare/descărcare are loc în condiții de transformare politropică, atunci constanta de timp a circuitului de întârziere pe model liniarizat se calculează cu expresia:

$$\tau = \frac{128 V_E^* \eta(T_1) T_1(0)}{\pi n P_1(0) D_1^4 / L_1 \cdot T_1(F)} \quad (5.170')$$

unde n se poate alege în mod corespunzător suprapunerii caracteristici experimentale peste caracteristica indicială a modelului (5.168).

Prin analiza modelelor proceselor de acumulare din camerele pneumatice intermediare și terminale cuplate în circuit prin rezistențe turbulente și laminare s-a urmărit punerea la dispoziția proiectantului a unor subprograme utile în faza de predimensionare a circuitelor de întârziere din construcția aparatelor pneumatice de automatizare.

Opțiunile pentru alegerea modelelor neliniare sau liniarizate sînt strict la alegerea utilizatorului, dar compararea rezultatelor poate oferi un criteriu cantitativ asupra erorilor pe care le implică liniarizarea modelelor acestor procese tranzitorii, de acumulare, specifice circuitelor pneumatice.

5.3. Linii pneumatice de transmisie

5.3.1. Noțiuni introductive

În construcția aparatelor și echipamentelor de automatizare pneumatice, cuplarea diverselor componente de circuit (rezistențe fixe și variabile, camere), precum și interconectarea blocurilor funcționale (amplificatoare, rețele de corecție etc.) se realizează, de regulă, prin tuburi de secțiune circulară, uniformă pe întreaga lor lungime*. Diametrele acestor „fire de legătură” pneumatice variază între $2 \cdot 10^{-3}$ m și $8 \cdot 10^{-3}$ m, iar lungimile lor de la cîțiva centimetri la zeci de metri.

Spre deosebire de circuitele electrice, influența liniilor de interconexiune pneumatice asupra dinamicii aparatelor de măsurare, comandă, reglare este mult mai puternică. Datorită prezenței unor legături pneumatice prost dimensionate, pot apare fenomene de oscilații întreținute ale presiunii la ieșire, precum și de atenuare și de distorsiune a semnalelor la cuplarea unor dispozitive situate la distanță, cum va fi, de exemplu, interconectarea dintre un regulator pneumatic de panou și un element de execuție, montat în cîmp tehnologic.

Procese de transmitere la distanță a perturbațiilor de presiune și de densitate au la bază compresibilitatea mediului fluid. Variațiile de amplitudine foarte mică se propagă în tuburile de legătură cu viteză finită, relativ redusă în raport cu propagarea undelor elastice în medii lichide, puțin compresibile, ($1,425 \cdot 10^3$ m/s) și mult inferioară vitezei de propagare a undelor electromagnetice ($3 \cdot 10^8$ m/s). În aerul comprimat aceste unde au viteza sunetului, calculată în funcție de regimul termodinamic, presupus a avea loc:

(a) *proces izentropic* ($P/\rho^\kappa = \text{constant}$)

$$a_a = \sqrt{\kappa \frac{P}{\rho}} = \sqrt{\kappa \frac{R}{\mu} T} = \sqrt{\kappa RT} \quad (5.171, a)$$

(b) *proces adiabatic* ($P/\rho^n = \text{constant}$)

$$a = \sqrt{n \frac{R}{\mu} T} = \sqrt{nRT} \quad (5.171, b)$$

* Introducerea tehnologiei cablajului imprimat pneumatic, ca și utilizarea elementelor fluidice, a modificat forma secțiunii normale de trecere a liniilor pneumatice. Calculul acestor linii cu secțiune semicirculară sau dreptunghiulară este prezentat în literatura de specialitate [5.11].

Pentru aerul comprimat aflat la temperatura $T = 288 \text{ K}$ și avînd masa molară $\mu = 28,97$ ($R = 8,3143 \text{ KJ/kmol K}$), viteza de propagare a perturbațiilor acustice este 340 m/s în cazul ipotezei izentropice ($\kappa = 1,4$) și $312,84 \text{ m/s}$ pentru procesul adiabatic.

Perturbațiile finite, de amplitudine mare, se propagă cu viteze diferite de viteza sunetelor. Analiza propagării lor sub forma undelor de șoc este prezentată în literatura de specialitate [5.12], interesînd mai puțin în proiectarea sistemelor automate pneumatice.

Liniile pneumatice se caracterizează constructiv prin două mărimi: *aria de curgere* A_L , normală pe direcția de propagare și *lungimea* L_L . Similar liniei electrice, linia pneumatică se descrie prin două proprietăți fundamentale [5.13]:

- (a) *constanta de propagare* Γ ;
- (b) *impedanța caracteristică* Z_c .

Pentru liniile pneumatice cele două mărimi nu depind numai de proprietățile fluidului și de parametrii constructivi. Ele depind de asemenea de regimul de curgere, nivelul semnalului, forma liniei, precum și de transferul de căldură. Aplicarea rezultatelor din teoria generală a liniilor de transmisie electrice în analiza și proiectarea liniilor pneumatice necesită modificări semnificative. Utilizarea ecuațiilor de continuitate, moment și energie, care descriu curgerea unidimensională a fluidelor compresibile (§ 4.3), permite o analogie cu modele de propagare descrise prin ecuația telegrafiștilor din electricitate [5.14], [5.15], [5.16], [5.18].

$$\frac{\partial u}{\partial x} = Ri + L \frac{\partial i}{\partial t}$$

$$\frac{\partial i}{\partial x} = Gu + C \frac{\partial u}{\partial t}$$

Prin definirea elementelor echivalente de circuit pe unitatea de lungime (impedanța unitară serie $Z = R + j\omega L$ și, respectiv, admitanța unitară paralelă $Y = G + j\omega C$) rezultă expresiile următoare [5.18]:

$$\Gamma = \sqrt{ZY} = \alpha + j\beta$$

$$Z_c = \sqrt{Z/Y} = \lim_{s \rightarrow \infty} (U_i/I_i)$$

unde:

- α este constanta de atenuare, deoarece reprezintă mărimea ce caracterizează variațiile amplitudinii semnalelor transmise pe linie;
- β — constanta de fază și reprezintă variațiile de fază pe unitatea de lungime a liniei;
- Z_c — impedanța caracteristică, definită ca impedanță de intrare a unei linii infinite de lungi.

Descrisă prin mărimile Γ , Z_c , linia de transmisie pneumatică poate fi modelată prin matricea de transfer $H(s)$:

$$\begin{bmatrix} P_1(s) \\ \dot{M}_1(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{ch}(\Gamma l) & Z_c \text{sh}(\Gamma l) \\ \frac{1}{Z_c} \text{sh}(\Gamma l) & \text{ch}(\Gamma l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2(s) \\ \dot{M}_2(s) \end{bmatrix} \quad (5.172)$$

Dacă linia de transmisie pneumatică lucrează pe o impedanță de sarcină Z_s (fig. 5.19), atunci impedanța de intrare a liniei se definește prin relația:

$$Z_{IN} = \frac{P_1}{\dot{M}_1} = Z_c \left[\frac{Z_s \text{ch}(\Gamma l) + Z_c \text{sh}(\Gamma l)}{Z_s \text{sh}(\Gamma l) + Z_c \text{ch}(\Gamma l)} \right] \quad (5.173)$$

În cazul în care linia este cuplată cu o sarcină de impedanță egală cu impedanța sa caracteristică ($Z_s = Z_c$), impedanța de intrare devine $Z_{IN} = Z_c$ și linia se comportă ca o linie infinit de lungă. Regimul de sarcină respectiv se numește regim de *linie acordată* și în linie se propagă unda directă. În situațiile în care $Z_s \neq Z_c$, de la regimul de mers în gol ($Z_s/Z_c \rightarrow \infty$) până la regimul de scurtcircuit ($Z_s/Z_c = 0$), în linie apar reflecții la capăt. În acest regim pe linie coexistă atât undele directe, cât și cele reflectate, înregistrându-se oscilații care depind de valorile α și β ale constantei de propagare (fig. 5.20).

În construcția echipamentului pneumatic de automatizare se întâlnesc următoarele două situații:

(a) linia pneumatică este cuplată cu o cameră pneumatică terminală, linia lucrând în regim de mers în gol ($Z_s \rightarrow \infty$);

(b) linia pneumatică este cuplată cu o rezistență, fixă sau variabilă, cu eșapare în atmosferă ($Z_s \neq 0$), de cele mai multe ori $Z_c \neq Z_s$.

Pe această bază se propune o clasificare care evidențiază rolul celor două tipuri de linii pneumatice după cum urmează:

(I) *Linii de semnal* sînt linii care lucrează în gol, rolul lor fiind de a transmite la distanță semnalele de presiune (de ieșire sau de reacție) (fig. 5.21, a).

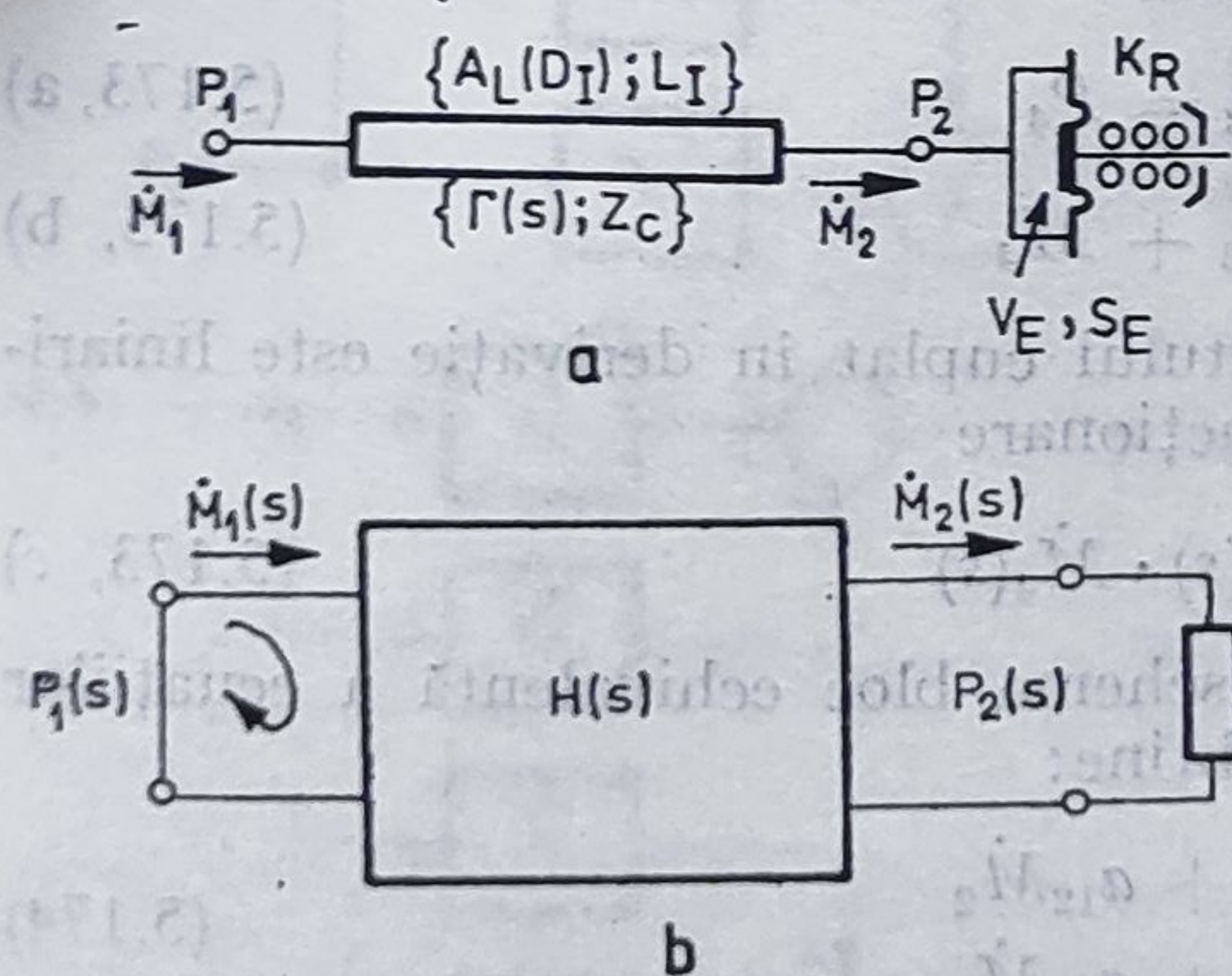


Fig. 5.19. Linie pneumatică de transmisie a. semnalelor acustice:

a—simbol grafic; b—reprezentare cuadripolară

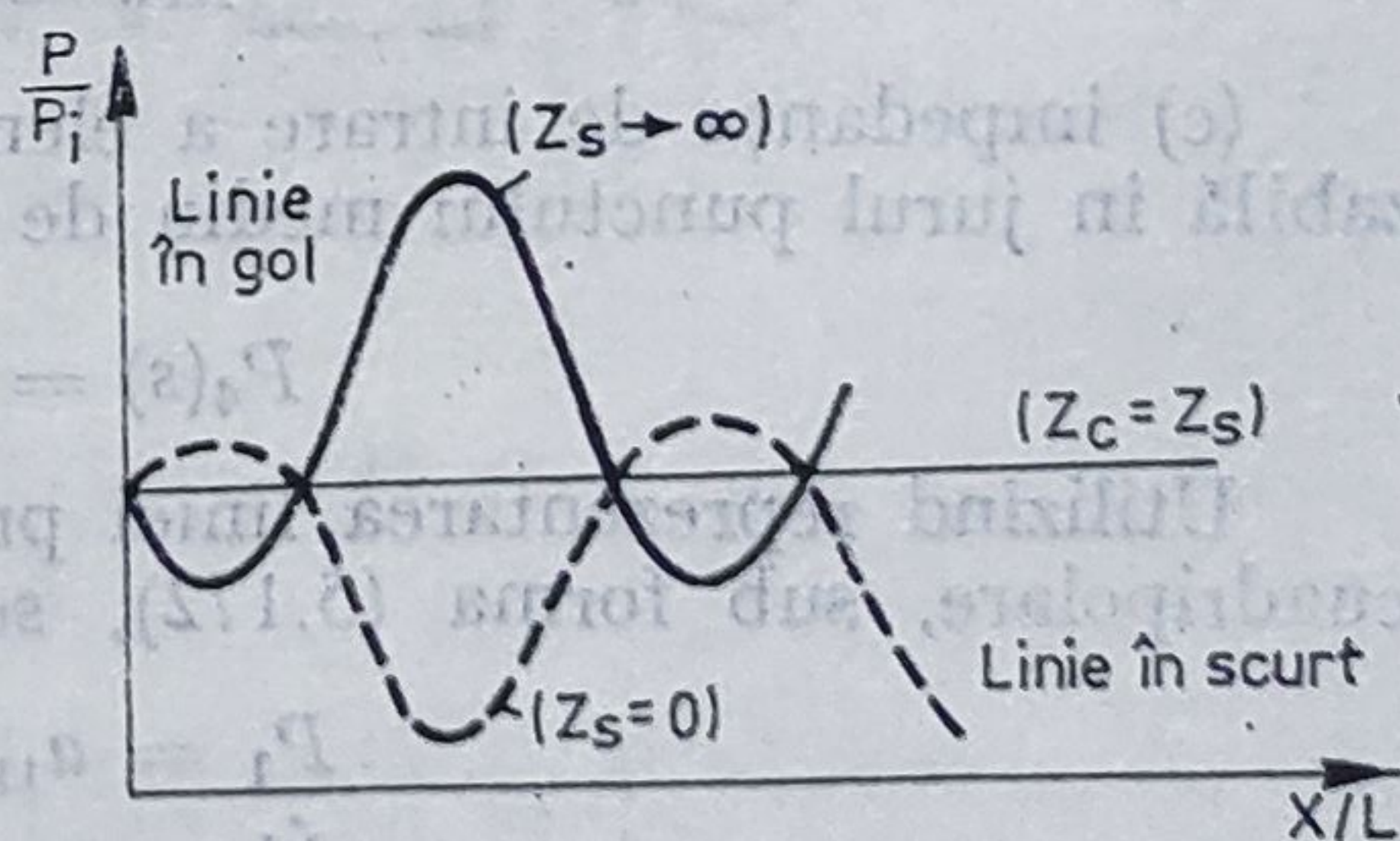


Fig. 5.20. Unde staționare în linia pneumatică.

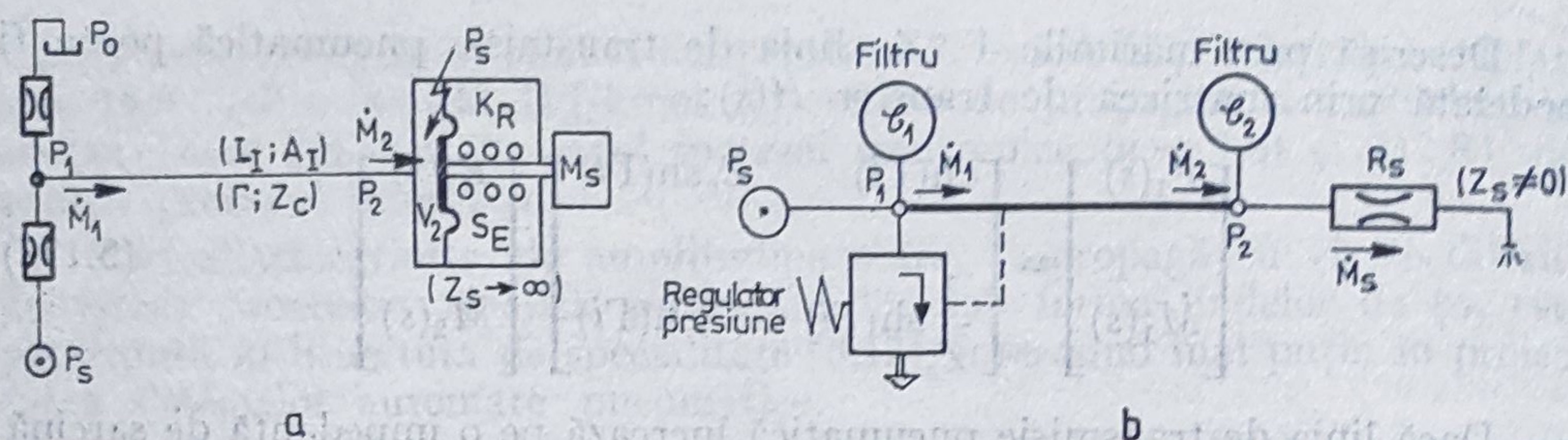


Fig. 5.21. Tipuri funcționale de linii pneumatice:

a — linie de transmisie, lucrând pe impedanța infinită de sarcină; *b* — linia de alimentare, lucrând pe impedanța finită.

(II) *Linii de alimentare* sînt linii care lucrează pe o rezistență pneumatică, rolul lor fiind de a asigura o cale de curgere continuă, între sursa de alimentare și punctul de eșapare în atmosferă (fig. 5.21, *b*).

Prima categorie se caracterizează prin absența curgerii în regim permanent ($\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{m}_e = 0$), în timp ce în al doilea caz există întotdeauna prezentă o curgere de fluid (debit nenul în regim permanent), peste care se suprapun perturbațiile acustice de presiune.

A doua clasificare a liniilor de transmisie pneumatice pornește de la aspectele constructive cu implicații majore în privința modelării și asupra calculului și proiectării lor [5.17]. Constructiv se disting:

(A) *Linii neramificate* (nefiltrate).

(B) *Linii cu ramificații* (de distribuție, cu filtrare).

Liniile neramificate sînt, de regulă, linii de semnal, în timp ce liniile cu ramificații sînt linii de alimentare.

Analiza configurațiilor complexe necesită o altă metodologie. Regula de cuplare a liniei pneumatice cu elemente suplimentare de filtrare sau de distribuție, precum și cu alte linii de transmisie se bazează pe următoarele ipoteze:

(a) presiunea este uniformă în punctul de ramificație;

(b) pierderile de presiune la schimbarea direcției de curgere sînt neglijabile față de valorile medii ale presiunii

$$P_2 = P_3 = P_4 \quad (5.173, a)$$

$$\dot{M}_2 = \dot{M}_3 + \dot{M}_4 \quad (5.173, b)$$

(c) impedanța de intrare a elementului cuplat în derivație este liniarizabilă în jurul punctului mediu de funcționare

$$P_4(s) = Z_R(s) \cdot \dot{M}_4(s) \quad (5.173, c)$$

Utilizînd reprezentarea liniei prin schema bloc echivalentă a ecuațiilor cuadripolare, sub forma (5.172), se obține:

$$\begin{aligned} P_1 &= a_{11}P_2 + a_{12}\dot{M}_2 \\ \dot{M}_1 &= a_{21}P_2 + a_{22}\dot{M}_2 \end{aligned} \quad (5.174)$$

cu proprietatea:

$$a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21} = 1$$

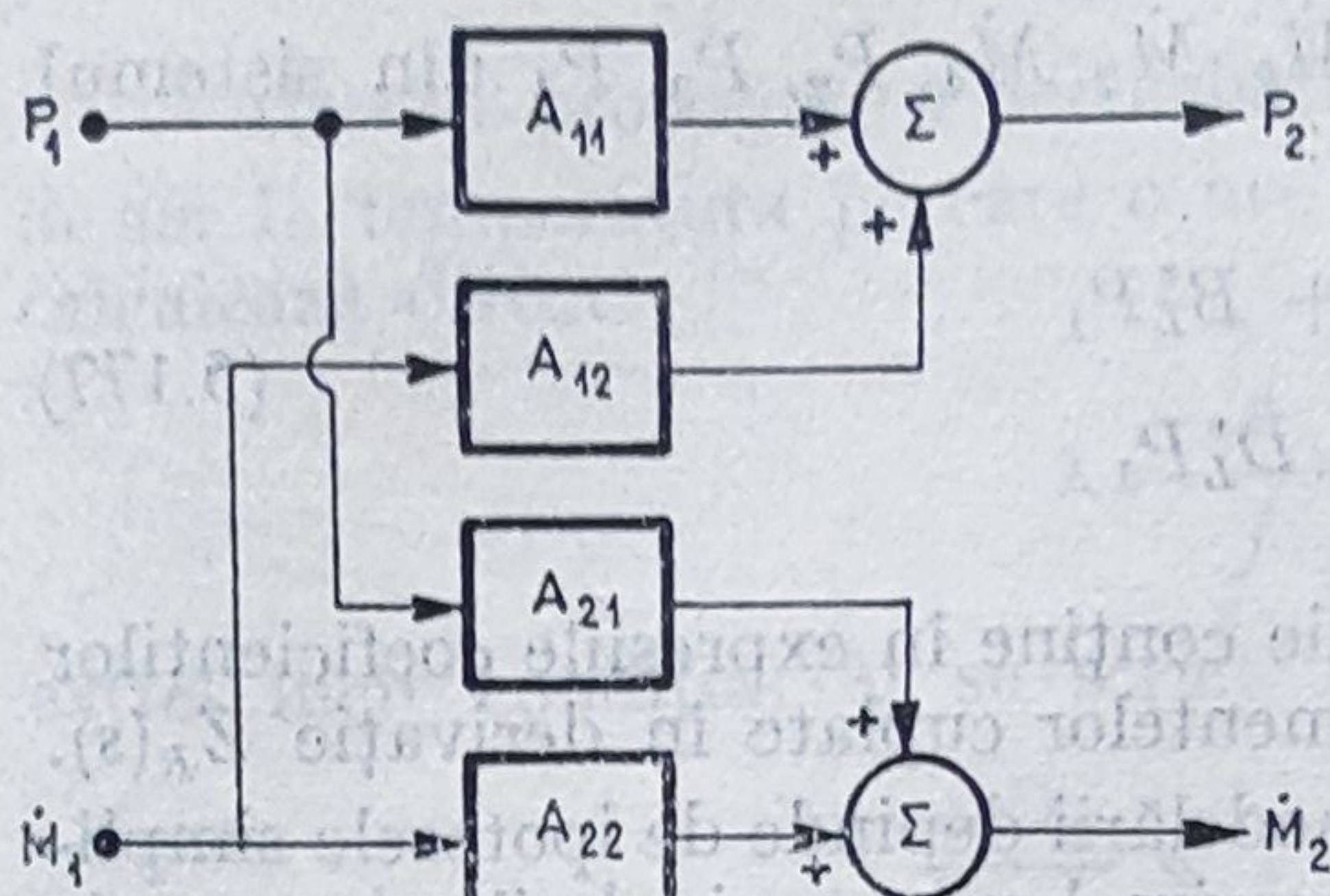


Fig. 5.22. Modelul cuadripolar al liniei pneumatice.

Prin inversare [5.17]:

$$P_2 = (\text{ch}(\Gamma l)) P_1 - Z_c (\text{sh}(\Gamma l)) \dot{M}_1 =$$

$$= C_L \dot{M}_1 + D_L P_1$$

$$\dot{M}_2 = -\frac{1}{Z_c} (\text{sh}(\Gamma l)) \dot{M}_1 + (\text{ch}(\Gamma l)) \dot{M}_1 =$$

$$= A_L \dot{M}_1 + B_L P_1 \quad (5.175)$$

$$A_L D_L - B_L C_L = 1$$

(schemă descrisă în fig. 5.22), se obține o procedură de modelare a liniilor de transmisie complexe, cu elemente cuplate pe ramificație.

Cu notațiile din fig. 5.23, *a*, relațiile care descriu linia, între intrare și ramificație, vor avea forma:

$$\begin{bmatrix} \dot{M}_2 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{L1} & B_{L1} \\ C_{L1} & D_{L1} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{M}_1 \\ P_1 \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} \dot{M}_5 \\ P_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{L2} & B_{L2} \\ C_{L2} & D_{L2} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \dot{M}_3 \\ P_3 \end{bmatrix}$$

$$\dot{M}_4 = \dot{M}_2 - \dot{M}_3$$

$$P_2 = P_4 = P_3$$

(5.176)

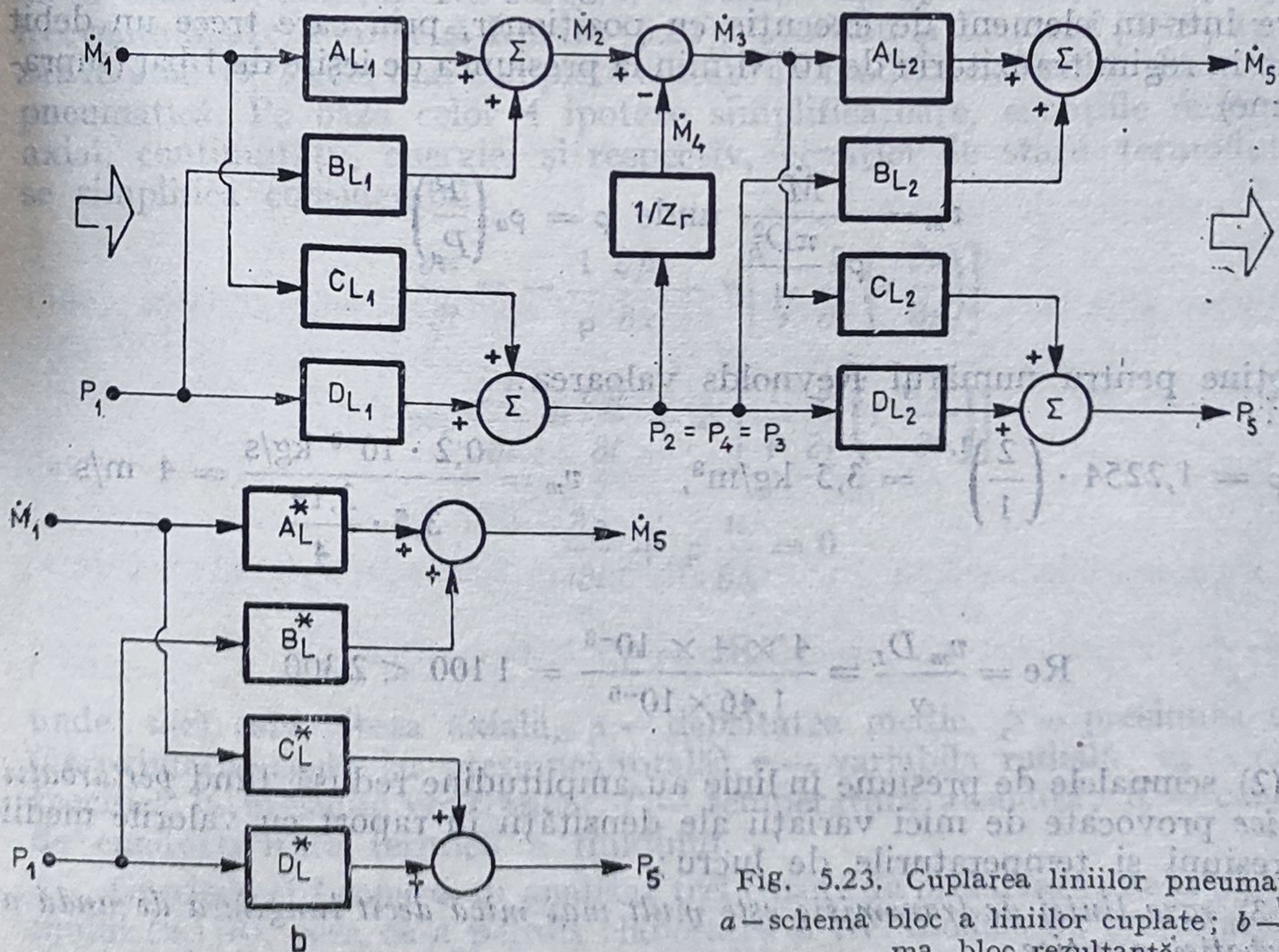


Fig. 5.23. Cuplarea liniilor pneumatice: *a*—schema bloc a liniilor cuplate; *b*—schema bloc rezultantă.

Eliminând variabilele intermediare $\dot{M}_2, \dot{M}_3, \dot{M}_4, P_2, P_3, P_4$ din sistemul de ecuații (5.176), se obține (fig. 5.23, b):

$$\begin{aligned}\dot{M}_s &= A_L^* \dot{M}_1 + B_L^* P_1 \\ P_s &= C_L^* \dot{M}_1 + D_L^* P_1\end{aligned}\quad (5.177)$$

Modelul canonic al liniei cu ramificație conține în expresiile coeficienților complecși $A_L^*, B_L^*, C_L^*, D_L^*$ și dinamica elementelor cuplate în derivație $Z_R(s)$.

Procedeul este general, dar precizia modelării depinde de ipotezele simplificatoare. În realitate $P_2 \neq P_3 \neq P_4$, dar în regim laminar pierderile de energie cinetică în zona ramificației sînt reduse, astfel încît ipoteza (b) este validă.

5.3.2. Modelarea liniilor pneumatice

Pentru stabilirea modelelor matematice ale liniilor de transmisie este necesară utilizarea următoarelor ipoteze pentru simplificarea ecuațiilor generale de curgere ale fluidelor compresibile:

(1) în linie, în regim tranzitoriu, se desfășoară o *curgere axial simetrică*, fără componente tangențiale de viteză, *laminară*,

$$Re < 2300$$

Dacă considerăm o linie de transmisie cu diametrul $D_K = 4 \cdot 10^{-3}$ m între amplificatorul de putere al unui regulator pneumatic și camera de intrare într-un element de execuție cu poziționar, prin care trece un debit maxim în regim tranzitoriu de 10 Nl/min la presiunea de ieșire de 1 bar (suprapresiune)

$$v_m = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot \frac{\pi D_L^2}{4}} \text{ unde } \rho = \rho_a \left(\frac{P}{P_a} \right)^{\gamma}$$

se obține pentru numărul Reynolds valoarea:

$$\rho = 1,2254 \cdot \left(\frac{2}{1} \right)^{1,4} = 3,5 \text{ kg/m}^3, \quad v_m = \frac{0,2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}}{3,5 \cdot \frac{3,14}{4}} = 4 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{v_m D_L}{\nu} = \frac{4 \times 4 \times 10^{-3}}{1,46 \times 10^{-5}} = 1100 < 2300$$

(2) semnalele de presiune în linie au amplitudine redusă, fiind *perturbații acustice* provocate de mici variații ale densității în raport cu valorile medii la presiuni și temperaturile de lucru;

(3) *raza liniei de transmisie este mult mai mică decît lungimea de undă a perturbației acustice.*

Viteza de propagare a perturbațiilor acustice fiind însăși viteza sunetului în aer la temperatura pe care o are fluidul $a = \sqrt{nRT}$, lungimea de undă se calculează direct:

$$\lambda = \frac{a}{f} = \frac{2\pi c}{\omega} \ll \frac{D_L}{2}$$

astfel încît condiția (3) se scrie:

$$\frac{\omega D_L}{2a} \ll 1 \Rightarrow \omega \ll 10^5 \text{ rad/s}$$

(4) *forțele de viscozitate sînt foarte reduse*, ceea ce în cazul aerului comprimat este validat prin valoarea foarte mică a viscozității cinematice $\nu = 1,4638 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ la $T = 288^\circ\text{K}$, modelele care se bazează pe această ipoteză vor fi corecte într-un domeniu larg de frecvențe:

$$\frac{\omega \times \nu}{a^2} \ll 1 \Rightarrow \omega \ll 10^9 \text{ rad/s}$$

Modelarea liniilor pneumatice a preocupat mulți cercetători. În anii '60—'70, perioadă în care tehnologia de automatizare pneumatică deținea o poziție importantă în industrie, precum și în „deceniul fluidicii” s-au elaborat lucrări esențiale. Iberall a propus prima soluție completă, incluzînd efectele de frecare distribuită și de transfer de căldură. Nichols a prelucrat soluția propusă sub formă de circuite echivalente. Brown [5.20] a dedus, pornind de la ecuațiile generale de curgere, o soluție aproximativă, valabilă pentru frecvențe înalte. Franke și Karam [5.21], Goodson și Leonard [5.19] au furnizat în anul 1972 cele mai complete sinteze în modelarea liniilor de transmisie pneumatică. Pe baza celor 4 ipoteze simplificatoare, ecuațiile momentului axial, continuității, energiei și respectiv, ecuației de stare termodinamică se simplifică considerabil:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) \right] \\ \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} &= \frac{\partial p}{\partial t} + K \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] \end{aligned} \quad (5.178)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

$$p = \rho R T$$

unde: $u(r)$ este viteza axială, ρ — densitatea medie, p — presiunea statică (aproximativ egală cu presiunea totală), r — variabila radială; c_p — căldura specifică la presiune constantă; T — temperatura absolută; K — constanta de conductivitate termică a fluidului.

Goodson și Leonard au analizat trei cazuri de prelucrare analitică a sistemului (5.178), ceea ce a permis elaborarea a trei modele de propagare [5.19] pentru linia de transmisie.

5.3.2.1. Modelul liniei fără pierderi (ideală)

Pentru cazul în care fluidul are viscozitate neglijabilă ($\nu = 0$) și schimbul de căldură între fluid și pereții liniei este de asemenea neglijabil ($K = 0$), modelul de propagare devine:

$$(5.179) \quad \frac{\partial p}{\partial x} = - (1/A_L) \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \quad \Rightarrow \quad \begin{cases} \partial p / \partial x = - \left(\frac{s}{A_L} \right) \dot{m} \\ \partial \dot{m} / \partial x = - \left(\frac{A_L s}{a_a^2} \right) p \end{cases} \quad (5.180)$$

Prin comparație cu expresiile cuadripolare de linie de transmisie (5.172) rezultă următorul model de propagare în domeniul complex:

$$\begin{bmatrix} p_i \\ \dot{m}_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \text{ch}(\Gamma_a l) & Z_{c_a} \text{sh}(\Gamma_a l) \\ Y_{c_a} \text{sh}(\Gamma_a l) & \text{ch}(\Gamma_a l) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} p_e \\ \dot{m}_e \end{bmatrix} \quad (5.181)$$

unde: Γ_a este operatorul de propagare adiabatică;

Z_{c_a} — impedanța caracteristică adiabatică.

Prin identificare, expresia operatorului de propagare este

$$\Gamma_a(s) = \frac{1}{a_a} s \rightarrow \Gamma_a(j\omega) = j \frac{\omega}{a_a} \quad (5.182)$$

astfel încît:

— constanta de atenuare este nulă: $\alpha = 0$;

— constanta de fază $\beta = \frac{1}{a_a} \omega$.

Pentru aplicarea acestui model simplificat este necesară validarea condiției de defazaj, intrare-ieșire pe linie.

Analitic, rezultă condiția:

$$l\beta \ll 1 \rightarrow \omega \ll \frac{a_a}{l} = \frac{340 \text{ m/s}}{l [\text{m}]} \quad (5.183)$$

ceea ce recomandă modelul liniei ideale pentru linii scurte, mai mici de un metru.

Expresia impedanței caracteristice adiabactice este:

$$Z_{c_a} = \sqrt{\frac{L_a}{C_a}} = \frac{a_a}{A_L} \quad (5.184)$$

astfel încît:

— inductanța adiabatică unitară este $L_a = 1/A_L$; (5.185)

— capacitatea adiabatică unitară este $C_a = A_L/a_a^2$; (5.186)

Viteza de propagare a undelor este egală cu viteza sunetului în mediu fluid, aflat la temperatura T :

$$a_a = \omega / \beta$$

5.3.2.2. Modelul liniei cu frecare vîscoasă

Dacă curgerea fluidului vîscos are loc în regim laminar stabilizat și nu există transfer de căldură cu pereții liniei, distribuția de viteze în secțiune este ideală: Hagen-Poiseuille. Modelul de propagare se modifică:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial x} = - \left(\frac{1}{A_L} s + \frac{8\pi\nu}{A_L^2} \right) \dot{m} \\ \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = - \left(\frac{A_L s}{a_a^2} \right) p \end{cases} \quad (5.187)$$

astfel încît impedanța și, respectiv, admitanța liniei vor fi:

$$\begin{aligned} Z(s) &= \frac{1}{A_L} s + \frac{8\pi\nu}{A_L^2} = Z_a(s) \left(1 + \frac{\omega_v}{s} \right) \\ Y(s) &= \frac{A_L}{a_a^2} s \end{aligned} \quad (5.188)$$

Franke [5.16] a propus, pentru modelarea liniei pneumatice cu pierderi prin frecări vîscoase, introducerea unei mărimi, denumite *frecvență vîscoasă caracteristică*. Este frecvența la care rezistența și reactanța inductivă a liniei sînt egale:

$$\omega_v = \frac{R}{L_a} = \frac{8\pi\nu}{A_L^2} A_L = \frac{32\nu}{D_L^2} = \frac{32 \mu(T)}{\rho(P, T) D_L^2} \quad (5.189)$$

De exemplu, pentru o linie cu $D_L = 1 \times 10^{-3}$ m se obține $\omega_v = 476$ rad/s, adică 76 Hz, iar pentru $D_L = 3$ mm, $\omega_v = 51,8$ rad/s (8,2 Hz).

Mărimile caracteristice liniei rezultă prin relațiile:

$$a) \quad \Gamma(s) = \frac{s}{a_a} \sqrt{1 + \omega_v/s} \quad (5.190)$$

$$\Gamma(s) = \Gamma_a \sqrt{1 + \omega_v/s} \quad (5.191)$$

astfel încît:

$$b) \quad \alpha(\omega) = \frac{\omega}{a_a} \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\omega_v^2/\omega^2 + 1} - \frac{1}{2}} \quad (5.192)$$

$$\beta(\omega) = \frac{\omega}{a_a} \sqrt{\frac{1}{2} \sqrt{\omega_v^2/\omega^2 + 1} - \frac{1}{2}} \quad (5.193)$$

Impedanța caracteristică se calculează prin relația:

$$Z_c(s) = \frac{a_a}{A_L} \sqrt{1 + \omega_v/s} = Z_{ca} \sqrt{1 + \omega_v/s} \quad (5.194)$$

Viteza de propagare a undelor va fi mai mică decît cea a sunetului

$$c) \quad a = \frac{a_a}{\sqrt{0,5 \sqrt{\omega_v^2/\omega^2 + 1} + 0,5}} \quad (5.195)$$

Ecuațiile modelului de propagare cu frecări vîscoase în regim laminar stabilizat se reduc la modelul ideal dacă particularizăm valoarea $\omega_v = 0$, ceea ce înseamnă $R_L = 0$.

5.3.2.3. Modelul disipativ

Dacă în afara efectelor forțelor de viscozitate se ia în considerație și schimbul de căldură între fluid și ambient, atunci modelul disipativ este complet. Totuși, pentru a simplifica forma generală a ecuațiilor de moment și de energie se acceptă ipoteza transferului izotermic pe linie. După aplicarea transformării Laplace ecuațiilor (5.178), se obține [5.18]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial r} &= \frac{s}{v} U + \frac{1}{\eta} \frac{\partial P}{\partial x} \\ \frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} &= \frac{N_P S}{v} \left(\theta - \frac{P}{\rho c_P} \right) \\ \dot{M} &= 2\pi \rho \int_0^{R_L} U r dr \end{aligned} \quad (5.196)$$

condițiile limită fiind:

$$\begin{aligned} r=0 \quad \partial U / \partial r &= 0; \quad \partial \theta / \partial r = 0 \\ r=D_L/2 \quad U &= 0; \quad \theta = 0 \end{aligned} \quad (5.197)$$

unde: U și θ reprezintă transformatele Laplace pentru viteza u și, respectiv, temperatura T superioară mediului ambiant;

N_P — numărul Prandtl.

Soluțiile generale pentru expresiile operatorului de propagare și, respectiv, impedanța caracteristică au forma:

$$\Gamma = \Gamma_a \left\{ \left[1 + \frac{2(x-1) J_1(j^{3/2} \sqrt{N_P} F)}{j^{3/2} \sqrt{N_P} F J_0(j^{3/2} \sqrt{N_P} F)} \right] / \left[1 - \frac{2 J_1(j^{3/2} F)}{j^{3/2} F J_0(j^{3/2} F)} \right] \right\}^{1/2} \quad (5.198)$$

$$Z_c = Z_{ca} \left\{ \left[1 - \frac{2 J_1(j^{3/2} F)}{j^{3/2} F J_0(j^{3/2} F)} \right] \times \left[1 + \frac{2(x-1) J_1(j^{3/2} \sqrt{N_P} F)}{j^{2/3} \sqrt{N_P} F J_0(j^{3/2} \sqrt{N_P} F)} \right] \right\}^{-1/2} \quad (5.199)$$

$$F = \sqrt{8\omega/\omega_v} \quad (5.200)$$

J_0, J_1 sînt funcții Bessel, respectiv de ordinul zero și unu.

O altă formă generală, propusă de Goodson și Leonard, se exprimă utilizând funcțiile Bessel de ordinul zero și, respectiv, de ordinul doi:

$$\Gamma = \Gamma_a \sqrt{\frac{\kappa - (\kappa - 1) N(\sqrt{N_P} 8s/\omega_v)}{N(\sqrt{N_P} 8s/\omega_v)}} \quad (5.201)$$

Modelul disipativ sub forma generală este dificil de utilizat chiar și într-o proiectare asistată de calculator [5.18], din cauza slabei convergențe a funcțiilor Bessel. Din acest motiv s-au propus diferite expresii simplificate, care aproximează însă cu bună precizie dinamica liniei pneumatice pe un domeniu larg de frecvențe.

Dintre soluțiile existente în literatura de specialitate, s-a selecționat cel mai recent rezultat, [Ham, 5.23], obținut teoretic și validat pentru liniile de transmisie hidraulice. Într-o lucrare recentă [5.22] se extinde rezultatul și pentru liniile de transmisie pneumatice. Expresia operatorului de propagare pentru linia disipativă este:

(a) pentru $\omega/\omega_v < 2$

$$\Gamma(s) = \Gamma_a(s) \sqrt{N_1(s/\omega_v)} \quad (5.202)$$

unde:

$$N_1\left(\frac{s}{\omega_v}\right) = \left(\frac{\omega_v}{s} + 1\right) + \left(\frac{1}{3} - \frac{s}{18\omega_v} + \frac{2s^2}{135(\omega_v)^2} - \frac{7s^3}{1620(\omega_v)^3} + \frac{11s^4}{8505(\omega_v)^4} - \frac{797s^5}{2041200(\omega_v)^5} + \frac{181s^6}{1530900(\omega_v)^6}\right) \quad (5.203)$$

(b) pentru $\omega/\omega_v \geq 2$

$$\Gamma(s) = \Gamma_a(s) \sqrt{N_2(s/\omega_v)} \quad (5.204)$$

unde:

$$N_2\left(\frac{s}{\omega_v}\right) = \left\{ 1 + \sqrt{\frac{\omega_v}{2s}} \left[1 + \frac{15\omega_v}{64s} + \frac{135(\omega_v)^2}{8192s^2} - \frac{7425(\omega_v)^3}{524288s^3} \right] + \frac{3\omega_v}{8s} + \frac{15(\omega_v)^2}{256s^2} - \frac{45(\omega_v)^3}{8192s^3} \right\} \quad (5.205)$$

Din expresia operatorului de propagare se observă faptul că modelul parțial disipativ (II) se regăsește ca aproximare a modelului disipativ general pentru $\omega/\omega_v < 2$, reținând primii doi termeni din relația lui $N_1(s/\omega_v)$.

Cele trei modele de propagare sînt derivate pentru cazul liniei cu parametrii distribuiți. Utilizarea lor în calcule de proiectare este aparent limitată de prezența funcțiilor trigonometrice hiperbolice. Diferiți cercetători au încercat ocolirea dificultăților de calcul prin trecerea la modele aproximative echivalente, obținute prin înlocuirea liniei reale cu o segmentare a ei după regula empirică:

$$L_i = 1/10 \lambda$$

Segmentele au parametri concentrați $[Z_i, Y_i]$ pe baza cărora se pot calcula funcțiile $[\Gamma, Z_c]$.

(a) *segmentarea prin divizare în lungime* (segmente egale)

$$Z_i = ZL/n = Zl_i; \quad Y_i = YL/n = Yl_i$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ \dot{M}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + ZYl_i^2 & Zl_i \\ Yl_i & 1 \end{bmatrix}^n \times \begin{bmatrix} P_2 \\ \dot{M}_2 \end{bmatrix} \quad (5.206)$$

Metoda cere însă folosirea unui număr foarte mare de segmente cu parametri concentrați, ceea ce nu contribuie la reducerea efortului de calcul (aproximativ 100 pentru precizie 10%).

(b) *„segmentarea” prin dezvoltare în serie*

$$\text{ch}(\Gamma l) = 1 + \frac{(\Gamma l)^2}{2!} + \frac{(\Gamma l)^4}{4!} + \dots \quad (5.207)$$

$$\text{sh}(\Delta l) = \Gamma l + (\Gamma l)^3/3! + \dots$$

Oldenburger și Goodson [5.18] au arătat că dezvoltarea Taylor cu reținerea termenilor până la gradul 5 duce la modele instabile, astfel încât modelul aproximativ obținut prin dezvoltare este valabil pentru valori $\beta l < 1,5$, dacă se rețin primii trei termeni (10% precizie).

(c) *„segmentarea” prin dezvoltarea în produse infinite*

Metoda propusă de Oldenburger și Goodson constituie cea mai bună aproximare, conservând frecvențele de rezonanță ale liniei cu parametri distribuiți. Modelul pleacă de la dezvoltările funcțiilor transcendente ale operatorului de propagare [5.18]:

$$\begin{aligned} \text{ch}(\Gamma l) &= \prod_{m=1}^{\infty} \left(1 + \frac{4(\Gamma l)^2}{\pi^2(2m-1)^2} \right) \\ \text{sh}(\Gamma l) &= (\Gamma l) \prod_{m=1}^{\infty} \left(1 + \frac{(\Gamma l)^2}{\pi^2 m^2} \right) \end{aligned} \quad (5.208)$$

Pe de altă parte, utilizarea metodei caracteristicilor [5.12] pentru modelarea liniilor pneumatice de semnal conduce la rezultate foarte bune, dar numai pentru analiza comportării sale izolate. În acest caz nu s-ar putea folosi un model compact, în domeniul complex, necesar pentru proiectarea asistată de calculator a blocurilor care conțin linii de transmisie. Metoda se poate folosi, cel mult, pentru validarea unui model de propagare obținut într-una dintre cele trei variante de model cu parametri distribuiți, (linie ideală I, linie parțial disipativă II, linie total disipativă III).

5.3.3. Calculul liniilor de transmisie

Pe baza modelelor de propagare se poate efectua analiza și proiectarea liniilor de transmisie pneumatice dacă:

1) se precizează condițiile de sarcină pe care lucrează linia;

2) se alege tipul de model al liniei, compatibil cu ipotezele simplificatoare acceptate (linie ideală, linie parțial disipativă, linie complet disipativă);

3) se selectează algoritmul de rezolvare a ecuațiilor transcendente, specifice acestor elemente de circuit.

Liniile de transmitere a semnalelor de presiune dintre aparate, precum și în interiorul aparatelor, lucrează în regim de blocare pe o cameră terminală fixă sau variabilă (fig. 5.19, a).

Prin aplicarea legilor generale de conservare pentru fluidul compresibil, aflat în transformare politropică în timpul procesului de acumulare din camera închisă, se obține dependența dintre debitul de sarcină și variația presiunii din camera terminală.

$$\dot{m}_s = \left[\bar{V}_2 + \frac{nS_{ef}^2}{K_R} (\bar{P}_s) \right] \frac{\dot{p}_s}{nR\bar{T}} \quad (5.209)$$

astfel încît:

$$\dot{m}_s(s) = s(\mathcal{C}_s) \cdot \dot{p}_s(s) \quad (5.210)$$

$$\dot{m}_s = \frac{\bar{V}_s}{nR\bar{T}} \quad (5.211)$$

Se definește impedanța camerei terminale pe care este cuplată linia pneumatică prin relația:

$$Z_s = \frac{\dot{p}_s(s)}{\dot{m}_s(s)} = \frac{1}{s(\mathcal{C}_s)} \quad (5.212)$$

unde:

$$\mathcal{C}_s = \frac{\bar{V}_2}{n} \left[1 + \frac{nS_{ef}^2(\bar{P}_s)}{\bar{V}_2 K_R} \right] \frac{1}{R\bar{T}}$$

este capacitatea sarcinii (§ 5.2.1).

Pentru liniile de alimentare sarcina este reprezentată de o rezistență, fixă sau variabilă, care descarcă aerul liber în atmosferă. Prin liniarizarea caracteristicii statice în jurul unui punct de funcționare (\bar{P}_s) , (\bar{A}_s) , (\bar{T}_s) (\bar{M}_s) se obține expresia (conform fig. 5.19, b):

$$\begin{aligned} \dot{m}_s = & (1 + K_{12}) \left(\frac{\dot{\bar{M}}_s}{\bar{P}_s} \right) \dot{p}_s - K_{12} \left(\frac{\dot{\bar{M}}_s}{\bar{P}_s} \right) \dot{p}_s + \\ & + \left(\frac{\dot{\bar{M}}_s}{\bar{A}_s} \right) a_0 - \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{\bar{M}}_s}{\bar{T}_s} \right) \theta_s \end{aligned} \quad (5.213)$$

Considerînd o transformare politropică pentru curgerea prin rezistență rezultă:

$$\dot{m}_s = \left(\frac{\dot{\bar{M}}_s}{\bar{P}_s} \right) \left[\left(\frac{n+1}{2n} \right) + K_{12} \right] \dot{p}_s \quad (5.214)$$

astfel încît:

$$\dot{m}_s = c_{sr} P_s \Rightarrow Z_s \triangleq 1/c_{sr} \quad (5.216)$$

unde

$$c_{sr} = \left(\frac{M_s}{\bar{P}_s} \right) \left[\left(\frac{n+1}{2n} \right) + K_{12} \right]$$

este capacitatea de sarcină.

Cu aceste precizări se poate prelucra modelul cuadripolar al liniei, prin adăugarea relației generale.

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_s = \frac{1}{Z_s} p_s(s) = \frac{1}{Z_s} p_2(s) \quad (5.217)$$

Din sistemul celor trei ecuații se calculează următoarele trei funcții în domeniul complex.

(A) *Funcția de transfer „în presiune”*

$$H_P(s) = \frac{p_2(s)}{p_1(s)} = \frac{1}{\text{ch}(\Gamma l) + (Z_c/Z_s) \text{sh}(\Gamma l)} \quad (5.217')$$

(B) *Funcția admitanței de intrare a liniei*

$$Y_i(s) = \frac{\dot{m}_1(s)}{p_1(s)} = \frac{1}{Z_s} \frac{\left[\text{ch}(\Gamma l) + \left| \frac{Z_s}{Z_c} \right| \text{sh}(\Gamma l) \right]}{\left[\text{ch}(\Gamma l) + \left| \frac{Z_c}{Z_s} \right| \text{sh}(\Gamma l) \right]} \quad (5.218)$$

(C) *Funcția transmitanței liniei*

$$H_M(s) = \frac{p_2(s)}{\dot{m}_1(s)}$$

$$H_M(s) = Z_s \frac{1}{\left[\text{ch}(\Gamma l) + \left| \frac{Z_s}{Z_c} \right| \text{sh}(\Gamma l) \right]} \quad (5.219)$$

Din examinarea tabelului 5.11 se observă că utilizarea funcțiilor $Z_i(s)$, $H_P(s)$, $T_P(s)$ în calculul sistemelor pneumatice automate necesită factorizarea unor ecuații transcendente hiperbolice, proceduri prezentate în cadrul observației următoare.

OBSERVAȚII MODELARE LINII

Factorizarea ecuației transcendente caracteristice

(a) $F(z) = \text{ch } z + B \text{ sh } z$

unde: $z = x + jy$ și B poate fi o constantă sau o funcție de z .

Valorile proprii ale funcției $F(z)$ se obțin rezolvînd ecuația:

$$F(z) = 0; \quad e^{2x} \cos 2y + j e^{2x} \sin 2y = \frac{B - 1}{B + 1} \quad (a)$$

Tabelul 5.11

LINII PNEUMATICE

Model Mărimea	Linie ideală		Linie parțial disipativă		Linie disipativă	
Operator pro- pagare $z = \Gamma l$	$z = \frac{s}{a_a} = T_1 s$		$z = T_1 s \sqrt{1 + \omega_v/s}$ ($\omega_v = 32\nu/D_1^2$)		$z = T_1 s \sqrt{N(\omega_v/s)}$	
Impedanța ca- racteristică Z_c	$Z_{ca} = \frac{a_a}{A_L}$		$Z_c = Z_{ca} \sqrt{1 + \omega_v/s}$		$Z_c = Z_{ca} \sqrt{N(\omega_v/s)}$	
Constantă spe- cifică a liniei B	linie de semnal	linie de alimentare	linie de semnal	linie de alimentare	linie de semnal	linie de alimentare
	$B_1 = \frac{a_a^2}{A_L} \cdot \frac{C_{s0}}{L_1}$	$B_2 = \frac{a_a}{A_L} \cdot C_{SR}$	B_1	B_2	B_1	B_2
Raportul impe- danțelor $\frac{Z_c}{Z_s}$	$B_1 z$	B_2	$B_1 z$	$B_2 \frac{z}{T_1 s}$	$B_1 z$	$B_2 \frac{1}{T_1 s}$
Funcția $H_p(z)$	$\frac{1}{\text{ch}z + (B_1 z) \cdot \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + (B_2) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + (B_1 z) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + B_2 \left(\frac{z}{T_1 s}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + (B_1 z) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(B_2 \frac{z}{T_1 s}\right) \text{sh}z}$
Funcția $z^{-1} \frac{p_2(s)}{m_1(s)}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_2}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_2} \frac{T_1 s}{z}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}$	$\frac{1}{\text{ch}z + \frac{1}{B_2} \left(\frac{T_1 s}{z}\right) \text{sh}z}$

Model Mărimea	Linie ideală		Linie parțial disipativă		Linie disipativă	
	linie de semnal	linie de alimentare	linie de semnal	linie de alimentare	linie de semnal	linie de alimentare
Funcția $Y_i Z_s$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + (B_1 z) \text{sh}z}$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_2}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + (B_2) \text{sh}z}$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + (B_1 z) \text{sh}z}$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{B_2 z}{T_1 s}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_2} \frac{T_1 s}{z}\right) \text{sh}z}$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_1 z}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + (B_1 z) \text{sh}z}$	$\frac{\text{ch}z + \left(\frac{B_2 z}{T_1 s}\right) \text{sh}z}{\text{ch}z + \left(\frac{1}{B_2} \frac{T_1 s}{z}\right) \text{sh}z}$
Ecuația valorilor proprii	$z_i \text{tg } z_i = \frac{1}{B_1}$	nu este necesară	$z_i \text{tg } z_i = \frac{1}{B_1}$	nu este necesară	$z_i \text{tg } z_i = \frac{1}{B_1}$	nu este necesară
	$\frac{1}{z_i} \text{tg } z_i = -B_1$		$\frac{1}{z_i} \text{tg } z_i = -B_1$		$\frac{1}{z_i} \text{tg } z_i = -B_1$	
Pulsatii naturale	$\omega_i = \frac{z_i}{T_1}$	(relațiile 1)	$\omega_i = \frac{z_i}{T_1}$	(relațiile 3)	$\omega_i = \frac{z_i}{T_i}$	(relațiile 3)
Coeficienții de amortizare	$\zeta_i = 0$	(relațiile 2)	$\zeta_i = \frac{\omega_v T}{2 z_i}$	(relațiile 4)	$\zeta_i = \frac{\left[1 + \frac{(\kappa-1)}{N_P} \sqrt{\omega_v T_1}\right]}{4 \sqrt{z_i}}$	(relațiile 4)
Model	$B_1 = \frac{4}{\pi} \frac{\bar{V}_{20}}{D_L^2 L_1} \left(1 + \frac{S_{ef}^2 \bar{P}_N}{\bar{V}_{20} K_R}\right);$					
	$B_2 = \frac{\sqrt{n R T}}{D_L^2 \pi} \frac{4(\bar{M}_s)}{(\bar{P}_s)} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{12}\right]$					

Dacă B este real, atunci

$$e^{2x} \cos 2y = \frac{B-1}{B+1}; \quad e^{2x} \sin 2y = 0$$

ceea ce conduce la soluțiile:

$$(a) B < 1: x = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right| = X_B; \quad y = \pm \frac{(2n+1)\pi}{2}; \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

$$(b) B > 1: x = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right| = X_B; \quad y = \pm n\pi; \quad n = 0, 1, 2, 3, \dots$$

În final rădăcinile ecuației (a) au expresiile ($B \neq 1$)

$$z = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right| \pm j \left(\frac{2n+1}{2} \right) \pi; \quad \text{pentru } B < 1$$

$$z = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right| \pm j n \pi; \quad \text{pentru } B > 1$$

Pe baza cunoașterii rădăcinilor ecuației (D), funcția $P(z)$ se poate factoriza sub forma produselor infinite:

$$\operatorname{ch} z + B \operatorname{sh} z = \prod_{n=0}^{\infty} \left[1 - \frac{2X_B z - z^2}{X_B^2 + \left(\frac{2n+1}{2} \right)^2 \pi^2} \right]; \quad B < 1$$

$$\operatorname{ch} z + B \operatorname{sh} z = \left[1 - \frac{z}{X_B} \right] \prod_{n=1}^{\infty} \left[1 - \frac{2X_B z - z^2}{X_B^2 + n^2 \pi^2} \right]; \quad B > 1$$

Distribuția de rădăcini în planul complex, precum și dependența mărimii X_B funcție de B este reprezentată în fig. 5.24.

(b) $F(z) = \operatorname{ch} z + Bz \operatorname{sh} z$, unde: $z = x + jy$, B real

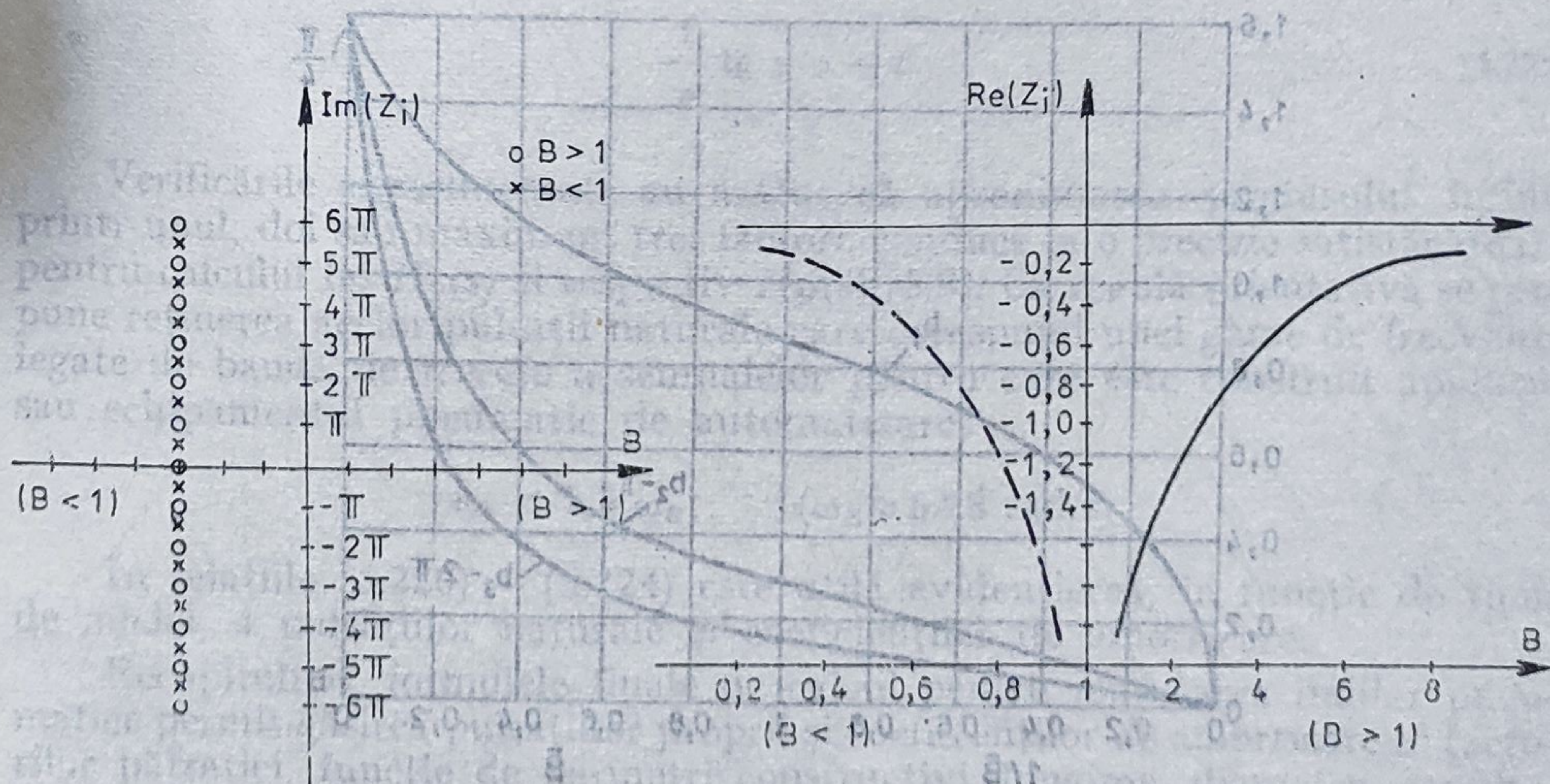


Fig. 5.24. Distribuția rădăcinilor ecuației caracteristice a liniei pneumatice.

Se demonstrează că valorile proprii ale funcției, rădăcini ale ecuației $F(z) = 0$, sînt plasate pe axa imaginară ($x_i = 0$), astfel încît ecuația se simplifică:

$$\frac{e^{jy} + e^{-jy}}{2} + Bjy \frac{e^{jy} - e^{-jy}}{2} = 0$$

Funcțiile hiperbolice devin funcții trigonometrice circulare

$$\cos y - B y \sin y = 0$$

cu rădăcinile calculate prin rezolvarea ecuației:

$$y \operatorname{tg} y = \frac{1}{B}$$

Soluțiile pot fi obținute pe calculator pentru B cunoscut, dar pot fi determinate aproximativ prin utilizarea nomogramei construite de Shuder și Binder [5.15] pentru primele trei rădăcini (fig. 5.25).

Pentru factorizarea funcțiilor $H_z(s)$ procedeul determinării valorilor proprii ale numărătorului:

$$F(z) = \operatorname{ch} z + \frac{1}{Bz} \operatorname{sh} z$$

este similar (rădăcinile fiind pe axa imaginară):

$$\frac{e^{jy} + e^{-jy}}{2} + \frac{1}{jBy} \frac{e^{jy} - e^{-jy}}{2} = 0$$

$$\cos y + \frac{1}{By} \sin y = 0$$

$$\frac{1}{y} \operatorname{tg} y = -B$$

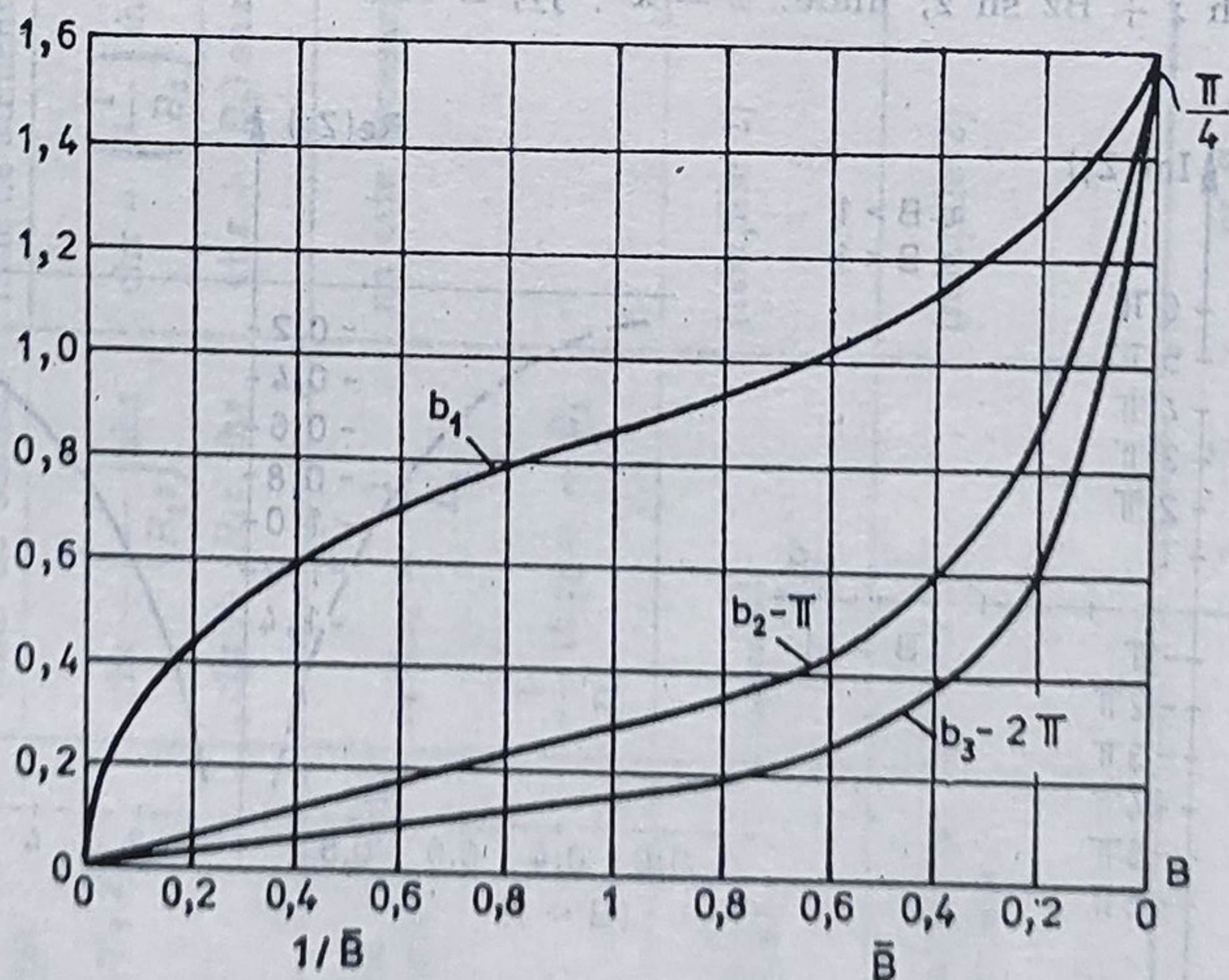


Fig. 5.25. Nomograma primelor trei rădăcini ale ecuației caracteristice a liniei.

Pentru liniile de alimentare, terminate pe rezistențe, expresiile se descompun în următoarele produse infinite [5.16]:

$$\operatorname{ch} z + B \operatorname{sh} z = \begin{cases} \prod_{n=0}^{\infty} \left[1 - \frac{2 X_B z - z^2}{X_B^2 + \left(\frac{2n+1}{2} \right)^2 \pi^2} \right] & \text{pentru } B < 1 \\ \left[1 - \frac{z}{X_B} \right] \prod_{n=1}^{\infty} \left[1 - \frac{2 X_B - z^2}{X_B^2 + n^2 \pi^2} \right] & \text{pentru } B > 1 \end{cases} \quad (5.220)$$

unde:

$$X_B = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right|, \quad n = 0, 1, 2, \dots$$

Pentru liniile de semnal conectate pe camere terminale produsele infinite se obțin de forma:

$$\operatorname{ch} z + B z \operatorname{sh} z = \prod_{i=1}^{\infty} \left(1 + \frac{z^2}{z_i^2} \right) \quad (5.221)$$

unde z_i sînt rădăcinile ecuației:

$$z \operatorname{tg} z = \frac{1}{B} \quad (5.222)$$

$$\left(\text{Dacă } B < 0,2, b_1 \approx \sqrt{1,5 \left(\sqrt{1 + \frac{4}{3} B} - 1 \right)} \right) \quad (5.223)$$

$$\operatorname{ch} z + \frac{1}{B z} \operatorname{sh} z = \prod_{i=1}^{\infty} \left(1 + \frac{z^2}{z_i^2} \right) \quad (5.224)$$

unde z_i sînt rădăcinile ecuației

$$\frac{1}{z} \operatorname{tg} z = -B \quad (5.225)$$

Verificările experimentale au arătat că aproximarea produsului infinit printr-unul, doi sau maximum trei factori, conduce la o precizie satisfăcătoare pentru calculul lui $H_P(s)$ și respectiv $H_M(s)$ [5.9]. Ca regulă orientativă se propune reținerea acelor pulsații naturale care corespund unei game de frecvențe legate de banda de trecere a semnalelor pentru care este construit aparatul sau echipamentul pneumatic de automatizare:

$$\omega_i < 1,5 \omega_B; \quad (\omega_B \approx 62,8 \text{ rad/s})$$

În relațiile (5.220) — (5.224) este utilă evidențierea, în funcție de tipul de model, a pulsațiilor naturale și coeficienților de amortizare.

Recapitulînd, formulele finale de calcul pentru modelarea liniilor pneumatice permit găsirea pulsațiilor proprii și coeficienților de amortizare ai factorilor pătratici, funcție de parametri constructivi (lungime, diametru, caracteristicile receptorului) și funcționali (presiune și temperatură în punctul mediu de funcționare), conform tabelului 5.11.

A. LINIE DE SEMNAL

— ideală

$$H_P(s) = \frac{1}{\prod_{i=0}^{\infty} \left[1 + \frac{z^2}{z_{i1}^2} \right]} = \frac{1}{\prod_{i=0}^{\infty} \left[\frac{T_1^2}{(z_i)^2} (s^2 + \omega_i^2) \right]} \quad (\zeta_i = 0) \quad (5.226)$$

— parțial disipativă

$$H_P(s) = \frac{1}{\prod_{i=1}^{\infty} \left[1 + \frac{z^2}{z_i^2} \right]} = \frac{1}{\prod_{i=1}^{\infty} \left[\frac{T_1^2}{z_i^2} (s^2 + 2(\zeta_i \cdot \omega_i) s + (\omega_i^2)) \right]} \quad (5.227)$$

unde

$$\zeta_i = \frac{\omega_v T_1}{2z_i}; \quad \omega_i = \frac{z_i}{T_1} \quad (5.227')$$

— complet disipativă

$$H_P(s) = \frac{1}{\prod_{i=0}^{\infty} \left[\frac{T_1^2}{z_i^2} (s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2) \right]} \quad (5.228)$$

unde

$$\zeta_i = 0,37 \sqrt{\frac{\omega_v \cdot T_1}{z_i}}; \quad \omega_i = \frac{z_i}{T_1} \quad (5.228')$$

B. LINIE DE ALIMENTARE

— ideală

$$Z_i(s) = \frac{\left[1 + \frac{s}{\omega_0} \right] \prod_{n=1}^{\infty} \left[1 + 2 \frac{\zeta_n^* s}{\omega_n^*} + \frac{s^2}{\omega_n^{*2}} \right]}{\prod_{n=0}^{\infty} \left[1 + \frac{2\zeta_N s}{\omega_N^2} + \frac{s^2}{\omega_N^2} \right]} \quad (5.229)$$

unde:

$$\omega_0 = \frac{|X_B|}{T_1} = \frac{\left| \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right| \right|}{T_1} \quad \text{cu} \quad X_B = \frac{1}{2} \ln \left| \frac{B-1}{B+1} \right|$$

$$\omega_n^* = \frac{|X_B|}{T_1} = \sqrt{1 + \frac{n^2 \pi^2}{X_B^2}}; \quad (5.230)$$

$$\omega_N = \frac{|X_B|}{T_1} \sqrt{1 + \left(\frac{2n+1}{2} \right)^2 \frac{\pi^2}{X_B^2}}; \quad (5.230')$$

Prezentarea modelelor matematice ale liniilor de transmisie pneumatică evidențiază două metode generale de analiză, asistată de calculator, a comportării în timp sau/și în frecvență a unor asemenea componente de circuit.

(a) *analiza prin funcții de transfer*, exprimate în domeniul complex, ca fracții de polinoame, care pot fi factorizate prin produse infinite de trinoame, analiză valabilă pentru:

— *linii de semnal neramificate*: ideale parțial disipative sau complet disipative;

— *linii de alimentare, neramificate, ideale*.

În cazul analizei prin funcții de transfer este posibilă atât determinarea caracteristicilor de frecvență, cât și analiza comportării în timp a liniei prin efectuarea inversei transformatoarelor Laplace ale polinoamelor.

(b) *analiza în frecvență*, utilizabilă în situația în care modelele nu pot fi factorizate.

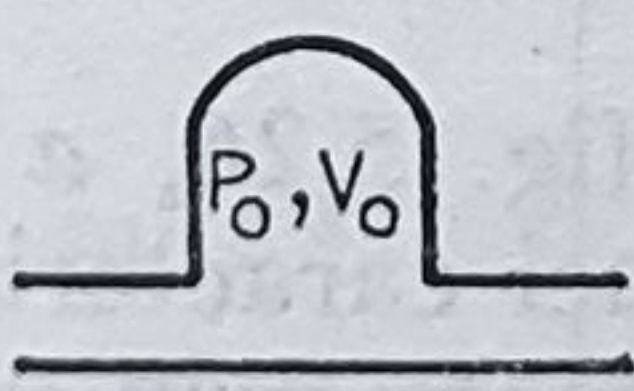
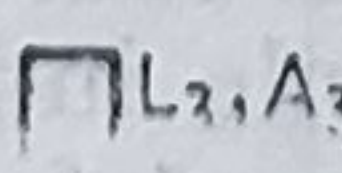
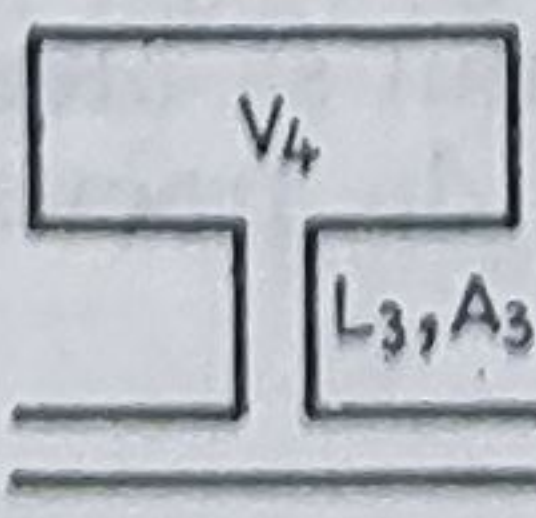
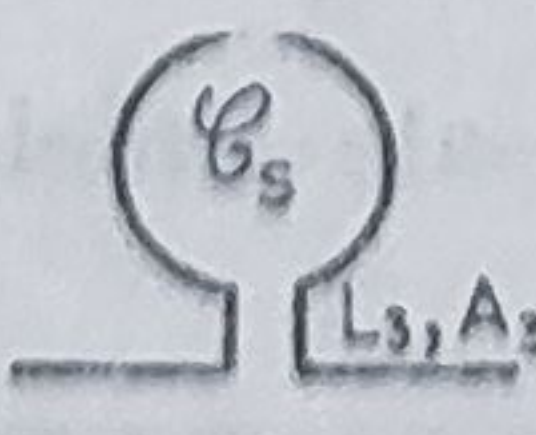
Analiza în frecvență comportă un volum de calcule mult mai important, dar permite studiul liniilor pneumatice cu ramificații (închise, deschise) atât de semnal (cu filtre), cât și de alimentare (cu filtre sau diverși consumatori), cu grad înalt de precizie ($\varepsilon < 1\%$).

Aplicând regula cuplării între diverse porțiuni de linii și circuitele pasive suplimentare (§ 5.3.1) se remarcă necesitatea de a modela liniile sub forma cuadripolară a funcției impedanțelor și transmitanțelor complexe:

$$Z_i(s) = \frac{M_i(s)}{P_i(s)}; \quad T_i(s) = \frac{P_e(s)}{\dot{M}_i(s)}$$

În tabelul 5.12 sînt prezentate cele mai frecvent utilizate rețele, cuplate în derivație, pentru filtrarea liniilor pneumatice, precum și modelarea lor prin admitanțe complexe.

Tabelul 5.12

1. Acumulator fără linie de alimentare		$Y(s) = \frac{V_0}{nP_0} s$	$\mathcal{C}_S = \frac{V_0}{nP_0}$
2. Filtru T cu linie lungă		$Y(s) = \frac{\operatorname{tg}(T_3 s)}{Z_{c3}}$	$T_3 = \frac{L_3}{a_a}$
3. Filtru H		$Y(s) = \frac{\frac{V_3 + V_4}{nP_4} s}{\left(\frac{s}{\omega_n}\right)^2 + 1}$	$\omega_n = a_a \sqrt{\frac{A_3}{L_3 V_4}}$
4. Acumulator de linie de alimentare		$Y = \frac{\mathcal{C}_{SS} + \frac{\operatorname{th}(T_3 s)}{z_{c3}}}{z_{c3} \mathcal{C}_{SS} (\operatorname{th} T_3 s) + 1}$	$Y \approx \frac{\mathcal{C}_{SS}}{z_{c3} T_3 \mathcal{C}_{SS}^2 + 1}$

5.3.4. Analiza asistată de calculator a liniilor de semnal

Calculul liniilor, descris în paragraful precedent, se centrează în jurul rezolvării ecuației de forma:

$$z_i \operatorname{tg} z_i = \frac{1}{B} \quad \text{și} \quad \frac{1}{z_i} \operatorname{tg} z_i = -B$$

Datorită acestor forme algebrice, transcendente, în proiectare nu se pot utiliza relații directe, care să exprime lungimea sau diametrul liniei față de o bandă dorită de frecvențe sau de o atenuare impusă.

Proiectarea liniilor pneumatice se va executa printr-un proces iterativ de analiză asistată de calculator. Variantele de calcul privesc cele patru situații distincte:

- (a) *linie de semnal neramificată* (nefiltrată);
- (b) *linie de semnal cu unul sau mai multe filtre*;
- (c) *linie de alimentare neramificată*;
- (d) *linie de alimentare compusă*.

Primele trei categorii sînt tipice pentru aparatura analogică de reglare, precum și pentru circuitele logice, în timp ce a treia categorie este legată, mai ales, de sistemele de acționare pneumatice.

Subprogramul de calcul al liniei pneumatice neramificate. Acest subprogram permite calculul variației în timp, în decursul regimului tranzitoriu, a presiunii în camera terminală a unei linii pneumatice, atunci cînd la intrarea liniei apare o variație sub formă de treaptă a presiunii de intrare.

Datele inițiale, necesare rulării subprogramului LINIE, date ce vor fi comunicate conversațional de către proiectant sistemului SIPASAP, sînt prezentate în tabelul 5.13.

Exemplele numerice sînt prezentate în fig. 5.26, *a* sub forma variației în timp (răspunsul indicial) și, respectiv a unei caracteristici de frecvență în fig. 5.26, *b*, pentru o linie pneumatică aproximată prin unu, doi sau trei factori oscilant-amortizați. Erorile de modelare sînt foarte mici în raport cu datele experimentale pentru fiecare dintre răspunsurile indicate. În privința caracteristicilor de frecvență din fig. 5.24, *b* se observă faptul că aproximarea este cu atît mai bună cu cît se iau în considerare mai mulți factori cu pulsații naturale din ce în ce mai mare.

Subprogramul LINIE permite proiectantului să aleagă ordinul modelului în funcție de necesitățile concrete ale benzii de frecvență în care lucrează aparatul pneumatic.

PROCEDURA DE CALCUL

1° Se calculează mărimile caracteristice ale liniei.

a) viteza politropică $a = \sqrt{nRT}$

b) constanta liniei $T_1 = L_1/a$

Tabelul 5.13

Mărimea de calcul	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valorile numerice		
			Exemplul 1	Exemplul 2	Exemplul 3
Lungimea liniei	m	L	3.15	81.	0.3
Diametrul interior al al liniei D_i	m	DL	0.006	0.00427	0.0025
Volumul camerei ter- minale (valoarea de regim staționar \bar{V}_2)	m ³	V2	111,1 E-6	57.E-6	5.2. E-6
Temperatura medie(T_1)	K	T1	301	288	293.15
Presiunea medie (va- loarea de regim sta- ționar) $\bar{P}_1(0)$	N m ⁻²	P1M	1.6 E+5	1.6 E+5	1.6 E+5
Coeficientul politropic n	—	N	1.2	1.2	1.2
Suprafața efectivă a vectorului P/M	m ²	SE	23.517 E-4	3517 E-4	3.517 E-4
Constanta de elastici- tate a convertorului	N m ⁻¹	KR	10.E+3	10 E+3	10 E+3
Viscozitatea cinematică $\nu(T)$	m ² s ⁻¹	NIU	1.91 E-5	2.01 E-5	2.11 E-5
Variația presiunii liniei la intrarea liniei $p_i = P_1(F) - P_1(0)$	Nm ⁻²	$P_1(F) -$ $- P_1(0)$	71 E+3	11. E+3	17. E+3

Datele de ieșire ale subprogramului sînt organizate astfel încît se evidențiază răs-
punsul indicial al liniei în raport cu variația treaptă a presiunii la intrarea liniei.

Mărimea de ieșire	Timpul t	Presiunea finală la intrarea liniei	Presiunea la ieșirea liniei în camera terminală
Unitate	s.	N m ⁻²	N m ⁻²
Simbol FORTRAN	T	P1(F)	P2(T)

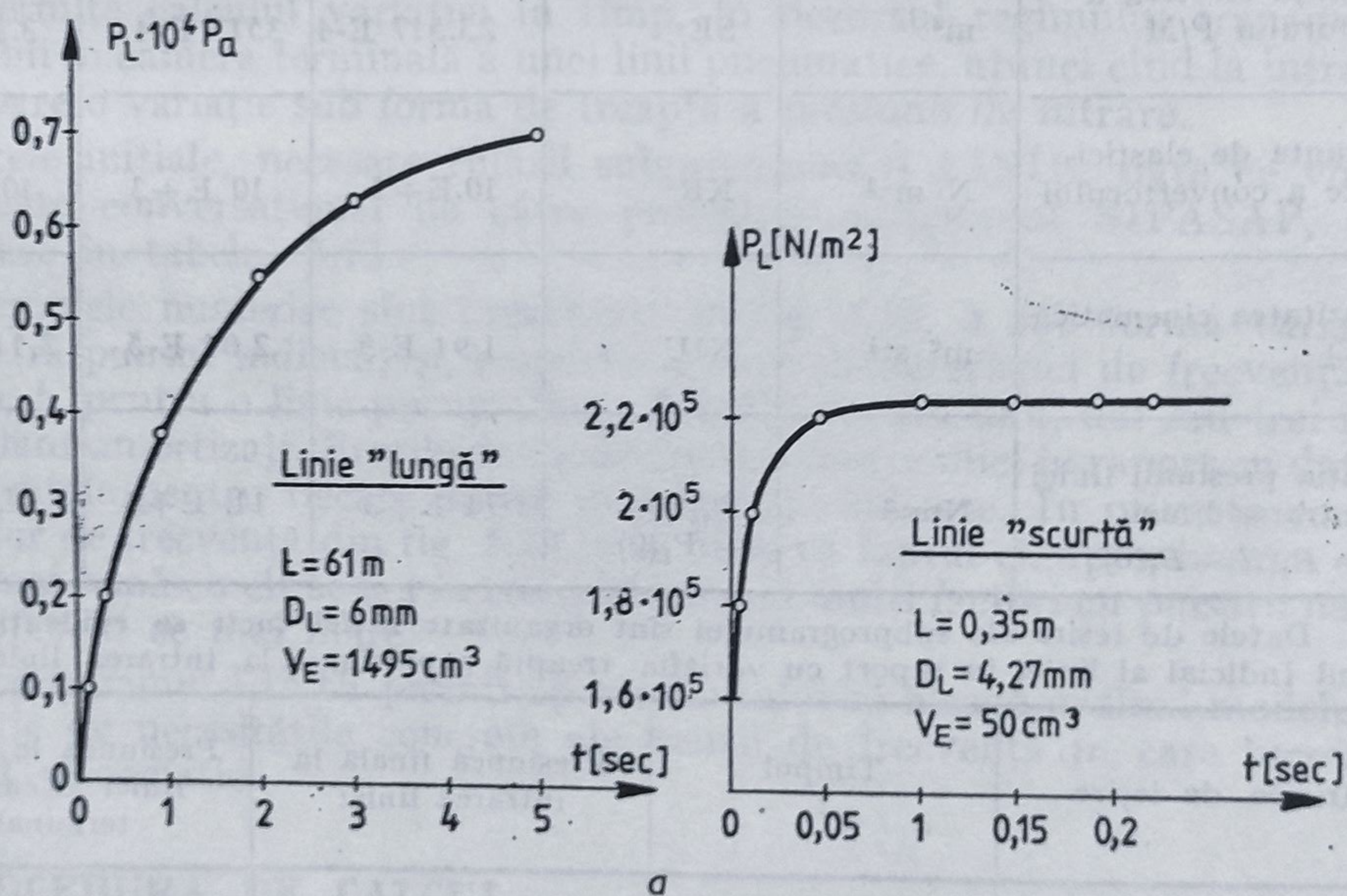
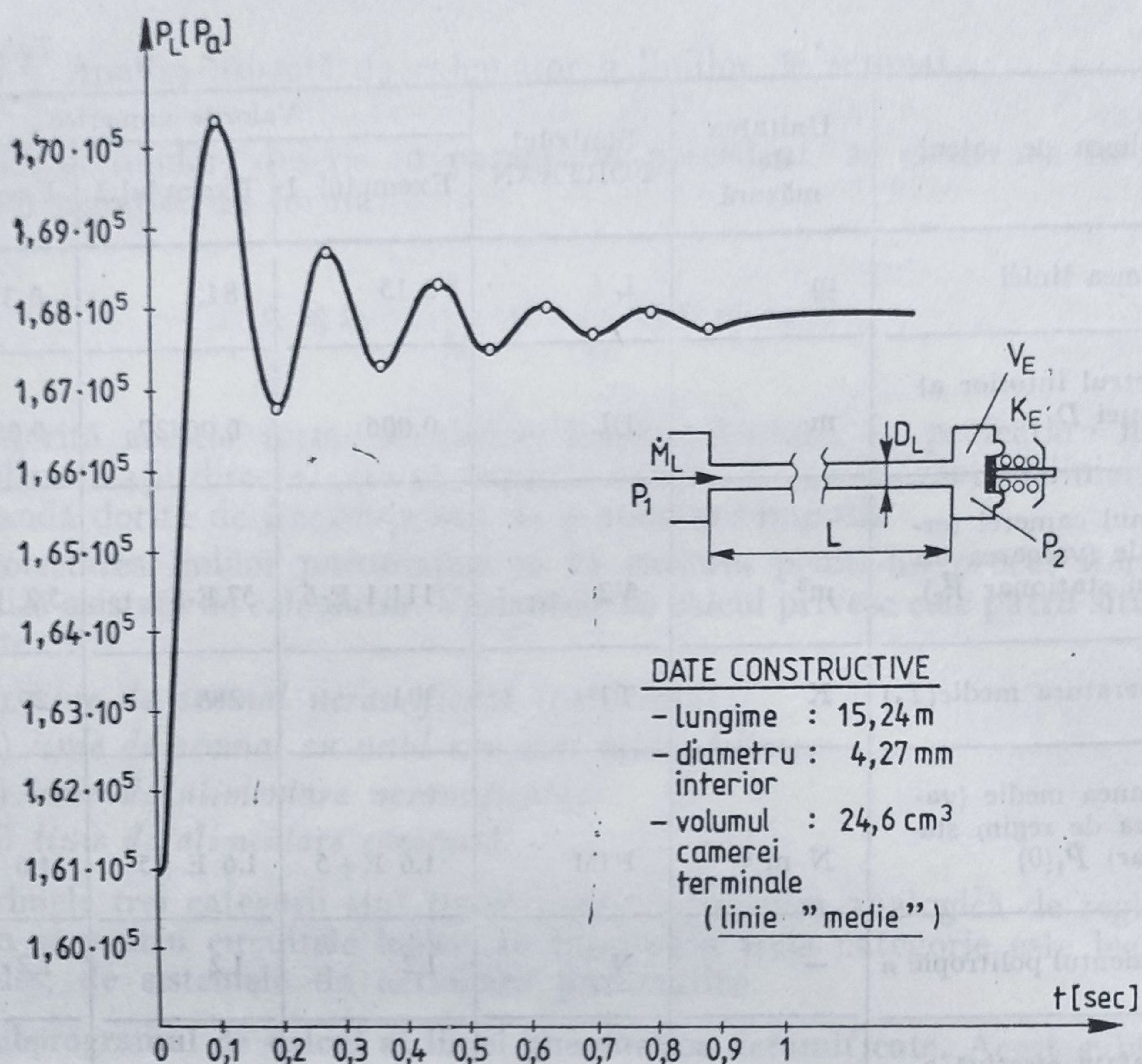
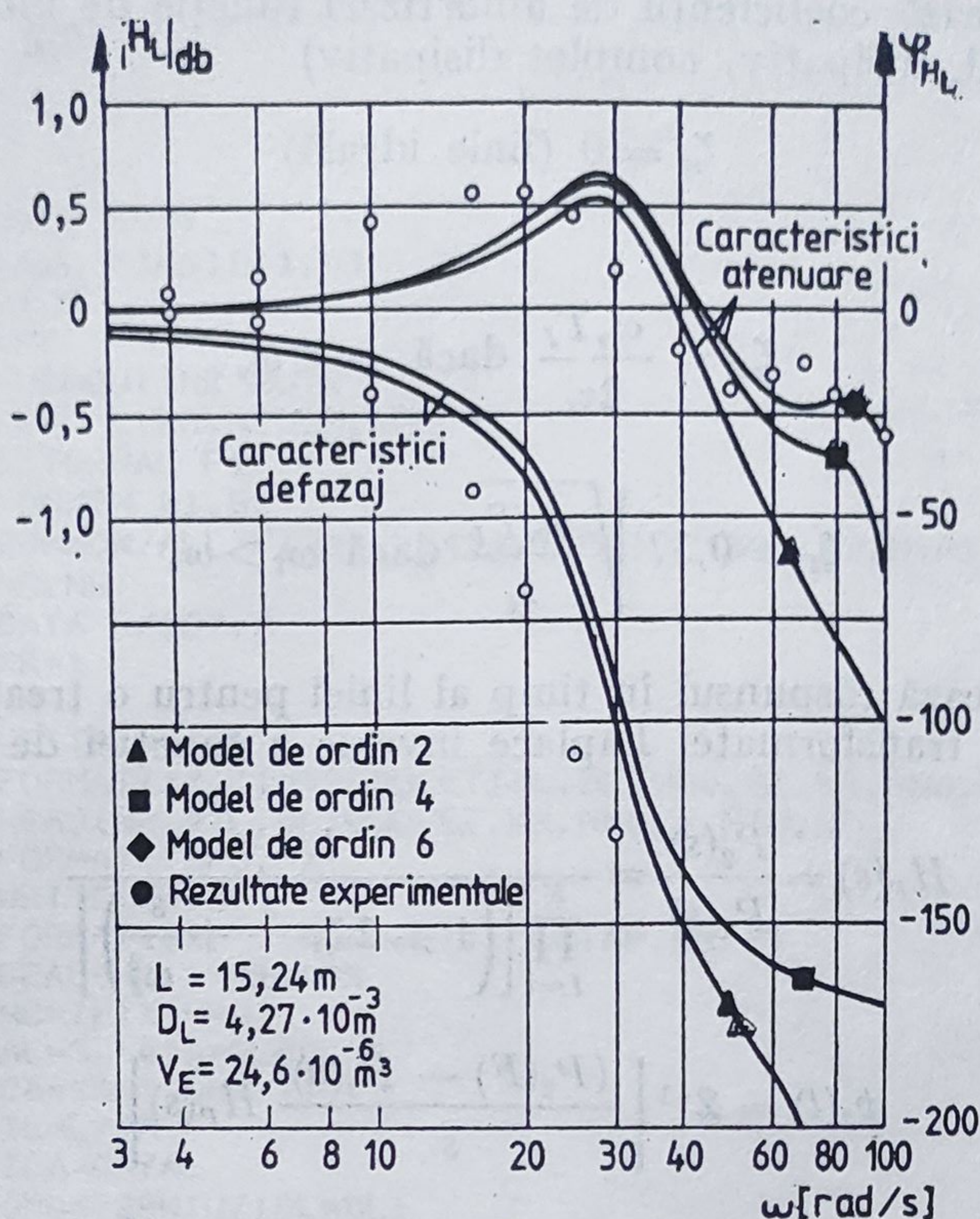


Fig. 5.26. Răspunsurile liniei pneumatice de transmisie:
 a — caracteristici indiciale;



b

Fig. 5.26

b — caracteristici de frecvență.

c) impedanța caracteristică $Z_c = \frac{a}{\frac{\pi}{4} D_L^2}$ (linie de secțiune circulară)

d) viscozitatea cinematică $\nu(\bar{P}, T) = K_\nu \cdot \frac{T \sqrt{T}}{(T + 112)} \frac{(P_0)^{1,2}}{(\bar{P}_1(0))^{1,2}}$

e) pulsația caracteristică $\omega_\nu = 32 \nu / D_L^2$

f) volumul efectiv al camerei $\bar{V}_2 = \left(V_2 + \frac{n \bar{P}_2 S_E^2}{K_R} \right)$ terminale

g) constanta specifică a liniei $B_1 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\bar{V}_2}{L_I D_I^2}$

2° Se rezolvă ecuațiile de determinare a valorilor proprii z în gama de pulsații dorite

$$\omega_i \leq 1,5 \omega_B$$

$$z_i \operatorname{tg} z_i = \frac{1}{B_1} \Rightarrow \omega_i = z_i \frac{a}{L_I} \quad (\text{se verifică } \omega_i \leq 1,5 \omega_B)$$

$$\frac{1}{z_i} \operatorname{tg} z_i = -B_1 \Rightarrow \omega_i = z_i \frac{a}{L_I} \quad (\text{se verifică } \omega_i \leq 1,5 \omega_B)$$

3° Se calculează coeficienții de amortizări funcție de modelul ales I, II, III (ideal, parțial, disipativ, complet disipativ)

$$\zeta_i = 0 \text{ (linie ideală)}$$

linie reală:

$$\zeta_i = \frac{\omega_v T_I}{2z_i} \text{ dacă } \omega_i \leq \omega_v$$

$$\zeta_i = 0,37 \sqrt{\frac{\omega_v T_I}{z_i}} \text{ dacă } \omega_i > \omega_v$$

4° Se calculează răspunsul în timp al liniei pentru o treaptă aplicată la intrare, pe baza transformatei Laplace inverse a funcției de transfer.

$$H_P(s) = \frac{P_2(s)}{P_1(s)} = \frac{1}{\prod_{i=1}^K \left[\left(1 + 2\zeta_i \frac{s}{\omega_i} + \frac{s^2}{\omega_i^2} \right) \right]}$$

$$p_2(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{(P_2(F) - P_2(0))}{s} H_P(s) \right]$$

unde $K = 1, 2, 3, 4 \dots$ funcție de precizia de modelare dorită și de gama de pulsații dorită ω_B .

De regulă, pentru aparatura pneumatică, $K = 1, 2, 3$ în domeniul 0–20 Hz.

5° Se calculează (opțional) caracteristica de frecvență $|P_2/P_1(\omega)|_{dB}$ și $\varphi(\omega)$, în domeniul dorit.

6° Se redimensionează linia prin schimbarea la cerere a parametrilor L_I, D_I, V_2 , astfel încît:

$$\min(\omega_i) > \omega_B \text{ sau } |H_P|_{dB}(\omega_i) \leq \text{atenuare dorită}$$

7° Se reia analiza în timp sau în frecvență a liniilor de semnal din construcția aparatului.

Listing 5.9

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE RUTX
REAL L,KR,NIU,N,NRR
EXTERNAL F1
COMMON B1,B2
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
DATA R/287./
NR=1
NW=1
WRITE(NW,1)
1  FORMAT(1X,'INTRODUCETI:L,DL,VCO,SE,KR,PNO,T,NIU,N'/)
READ(NR,2)L,DL,VCO,SE,KR,PNO,T,NIU,N
2  FORMAT(10F8.0)
WRITE(NW,3)
3  FORMAT(1X,'ITRODUCETI:DELTAF,NR'/)
READ(NR,2)DP,NRR
NC=IFIX(NRR)
AL=3.1416*DL*DL/4
CA=SQRT(N*R*T)
TL=L/CA
ZCA=CA/AL
OMN=32*NIU/(DL*DL)
VCS=VCO+N*SE*SE*PNO/KR
B1=4*VCS/(3.1416*DL*DL*L)
P(7)=DP
IF(NC.GT.3)NC=3
P(8)=NC
DO 5 I=1,NC
B2=(I-1)*3.14
CALL REZ(0.,1.57,F1,1.E-4,ZI)
ZI=ZI+(I-1)*3.14
X(I)=ZI*CA/L
TI=0.37*SQRT(OMN*TL/ZI)
WRITE(NW,16)ZI,X(I),TI,B1
16  FORMAT(4E12.5)
P(2*I-1)=X(I)**2
P(2*I)=2*TI*X(I)
5  CONTINUE
P(9)=PNO
RETURN
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
CALL DER2(1,P(1),P(1),P(2),P(7))
IF(P(8).EQ.1)GO TO 2
CALL DER2(3,P(3),P(3),P(4),Y(2))
IF(P(8).EQ.2)GO TO 2
CALL DER2(5,P(5),P(5),P(6),Y(4))
2  CONTINUE
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
1  Y(IEQ)=F(I)
RETURN
END

```


Listing 5.9 (continuare)

```

1  SUBROUTINE XVAL
    COMMON /ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
    $NR,NW
    X(4)=P(9)+Y(2)
    IF(P(8).EQ.1)GO TO 1
    X(5)=P(9)+Y(4)
    IF(P(8).EQ.2)GO TO 1
    X(6)=P(9)+Y(6)
1  RETURN
    END
    SUBROUTINE PARMOD
    COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
    $NR,NW
    RETURN
    END
    SUBROUTINE DER2(I,VA,T1,T2,VI)
    COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
    $NR,NW
    F(I)=VA*VI-T2*Y(I)-T1*Y(I+1)
    F(I+1)=Y(I)
    RETURN
    END
    FUNCTION F1(Z)
    COMMON B1,B2
    F1=B1*(Z+B2)*SIN(Z)/COS(Z)-1.
    RETURN
    END

```


Listing 5.10

INTRODUCETI: L, DL, VCO, SE, KR, PNO, T, NIU, N
15.24, 4.27E-3, 24.6E-6, 0., 1., 1.61E5, 298., 0.89E-5, 1.2

ITRODUCETI: DELTAP, NR
6.8E3, 3.

.14129E+01 .29198E+02 .27062E+00 .11272E+00
.42628E+01 .98093E+02 .15580E+00 .11272E+00
.71710E+01 .14819E+03 .12012E+00 .11272E+00

* RULAREA 1 *

Y(7)	X(4)	X(5)	X(6)
0.000E+00	1.6100000E+05	1.6100000E+05	1.6100000E+05
1.000E-01	1.7043700E+05	1.7059258E+05	1.7062014E+05
2.000E-01	1.6693686E+05	1.6686809E+05	1.6685217E+05
3.000E-01	1.6799783E+05	1.6800261E+05	1.6799886E+05
4.000E-01	1.6780795E+05	1.6782191E+05	1.6783069E+05
5.000E-01	1.6775242E+05	1.6773947E+05	1.6773283E+05
6.000E-01	1.6783920E+05	1.6784719E+05	1.6785092E+05
7.000E-01	1.6777614E+05	1.6777205E+05	1.6777027E+05
8.000E-01	1.6781241E+05	1.6781427E+05	1.6781502E+05
9.000E-01	1.6779427E+05	1.6779352E+05	1.6779323E+05
1.000E+00	1.6780237E+05	1.6780262E+05	1.6780272E+05
1.100E+00	1.6779916E+05	1.6779908E+05	1.6779906E+05
1.200E+00	1.6780025E+05	1.6780025E+05	1.6780025E+05
1.300E+00	1.6779997E+05	1.6779997E+05	1.6779998E+05
1.400E+00	1.6779998E+05	1.6779997E+05	1.6779997E+05
1.500E+00	1.6780003E+05	1.6780003E+05	1.6780003E+05
1.600E+00	1.6779998E+05	1.6779998E+05	1.6779998E+05
1.700E+00	1.6780002E+05	1.6780002E+05	1.6780002E+05
1.800E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
1.900E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.000E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.100E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.200E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.300E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.400E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05
2.500E+00	1.6780000E+05	1.6780000E+05	1.6780000E+05

5.4. Elemente elastice

5.4.1. Generalități

Elementele elastice sînt componentele mecanice care, prin forma constructivă și proprietățile materialelor din care sînt executate, se pot deforma sub acțiunea unui semnal exterior (presiune, forță, moment), revenind la forma

inițială după încetarea acțiunii semnalului. Aceste elemente sînt larg utilizate în construcția echipamentelor pneumatice, în următoarele scopuri:

- ca elemente sensibile pentru sesizarea și transformarea semnalelor;
- ca elemente motoare și de readucere în poziția inițială;
- ca elemente de separație și etanșare între camerele de lucru avînd presiuni diferite;
- ca amortizoare de șocuri și vibrații;
- pentru exercitarea unor forțe elastice permanente.

Dependența dintre semnalul exterior și deformația elastică liniară (săgeata) sau unghiulară pe care o provoacă, exprimată prin relația $F = F(f)$ sau $M = M(\varphi)$, reprezintă *caracteristica statică* a elementului elastic, iar *rigiditatea* se definește prin raportul $k = \frac{dF}{df}$, respectiv $k = \frac{dM}{d\varphi}$. Pentru ma-

joritatea elementelor elastice se admite o independență liniară între semnal și deformație, iar rigiditatea, care în acest caz rămîne constantă pe tot domeniul de lucru, se numește *constantă elastică*.

Materialele din care se execută elementele elastice trebuie să prezinte o serie de calități, și anume: rezistență la rupere și la oboseală ridicată, proprietăți elastice bune, rezistență la coroziune, variații mici ale modulului de elasticitate cu temperatura. Ca materiale metalice se utilizează oțelurile carbon și aliate pentru arcuri (STAS 795-80), oțelurile aliate inoxidabile (STAS 3583-80) și materialele neferoase ca: alama, bronzurile pe bază de zinc, siliciu sau beriliu, aliajele de nichel [5.23], [5.24].

Materialele nemetalice, în special cauciucurile naturale (STAS 9500-84) și sintetice (STAS 7278-73) cu sau fără diferite inserții textile, se folosesc frecvent pentru realizarea membranelor plane și ondulate. Materialele nemetalice au rigiditate scăzută, sînt ieftine și se prelucrează ușor, dar își modifică proprietățile elastice în timp și sînt mai puțin rezistente la acțiunea unor agenți externi.

Elementele elastice se execută într-o mare varietate de forme, principalele tipuri constructive utilizate în construcția echipamentelor pneumatice fiind:

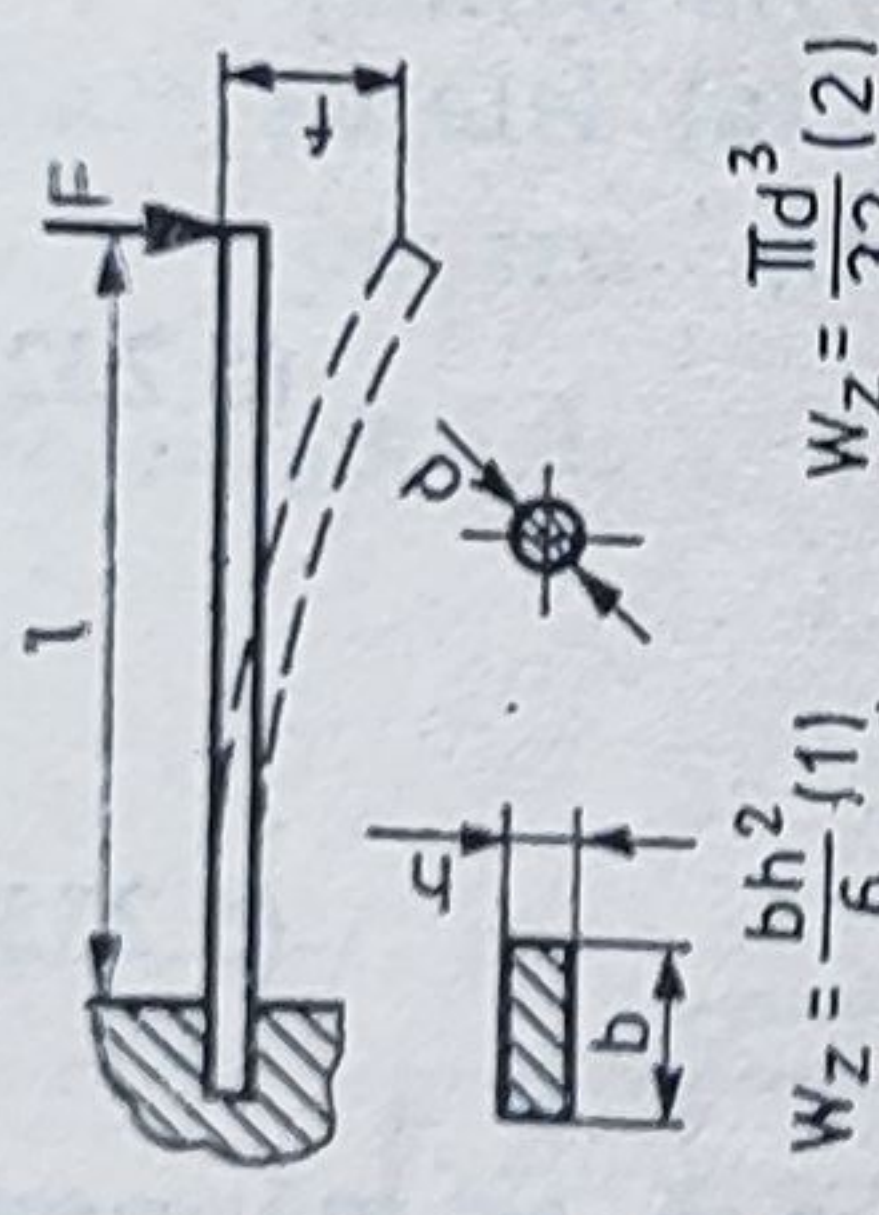
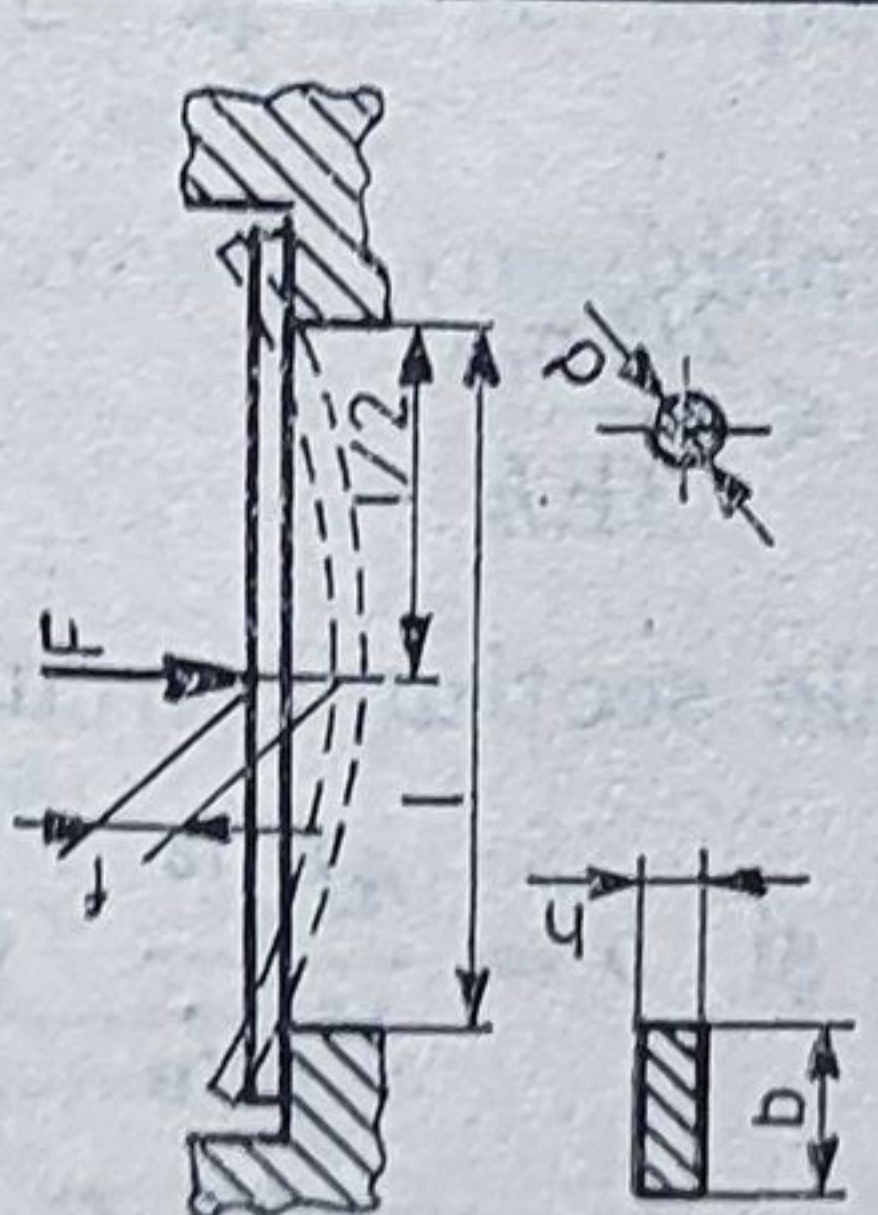
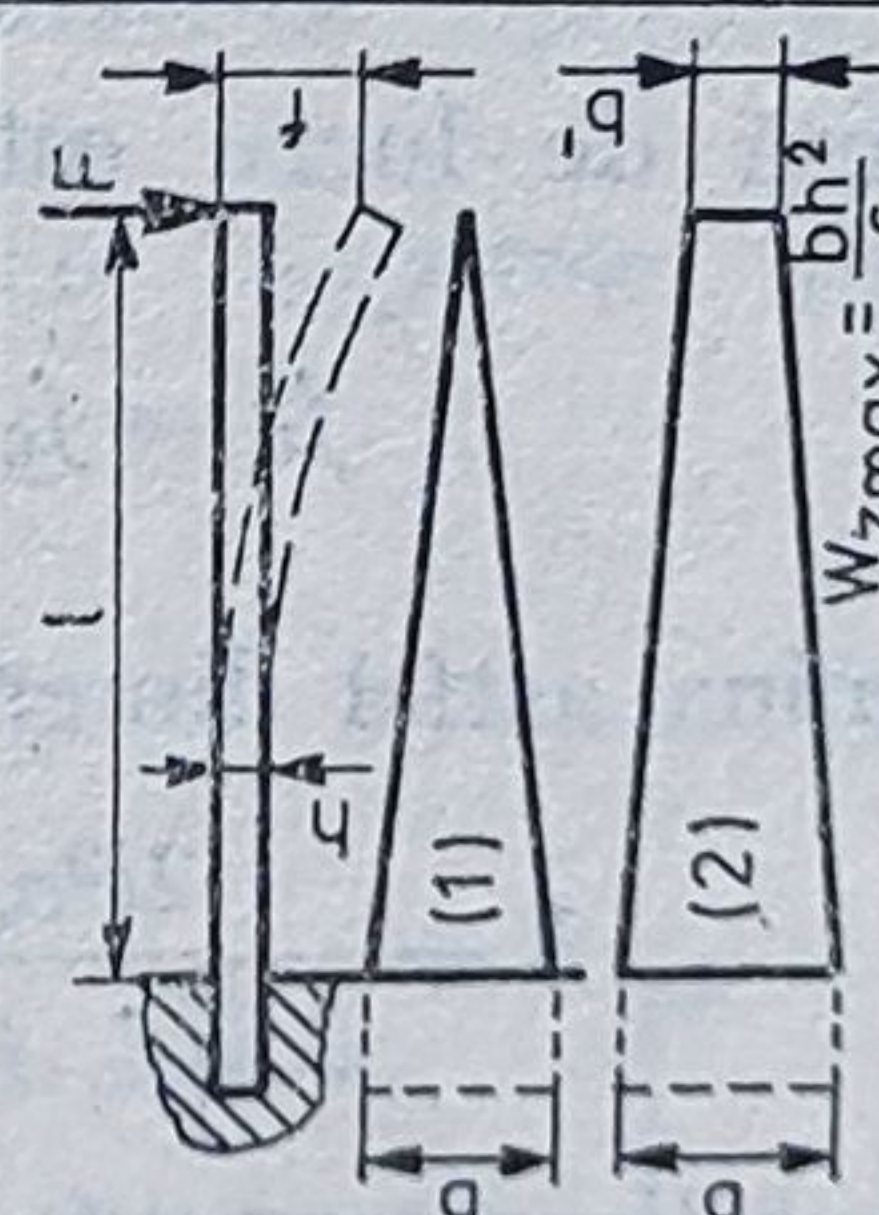
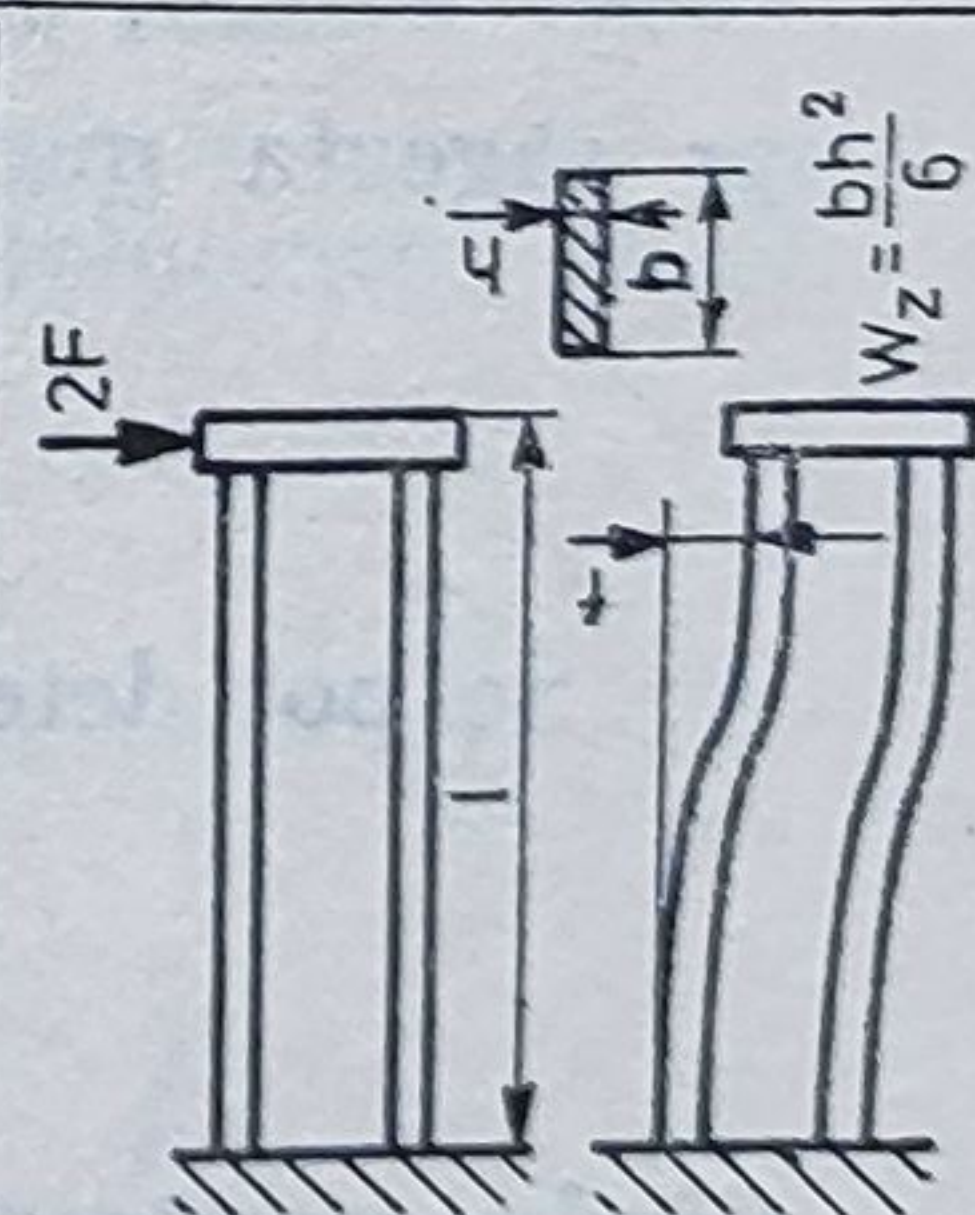
- arcurile lamelare drepte și preformate;
- arcurile bară de torsiune și arcurile elicoidale;
- membranele și tuburile ondulate.

5.4.2. Arcuri lamelare drepte și preformate

Aceste arcuri se folosesc cînd deformațiile elastice sînt relativ mici, de obicei pentru executarea unor forțe necesare menținerii contactului dintre două piese sau pentru realizarea unor suspensii elastice. Solicitarea lor principală este încovoierea.

Relațiile de calcul pentru cîteva tipuri reprezentative de arcuri lamelare drepte sînt prezentate în tabelul 5.14.

Arcurile preformate se folosesc atît din motive funcționale, cît și din motive de gabarit. Ele sînt formate, în mod obișnuit, din arce de cerc și segmente de dreaptă, de lungimi variate. O categorie deosebită o reprezintă arcurile *spirale plane*, care sînt solicitate tot la încovoiere, dar efectul lor practic se manifestă printr-un moment de torsiune utilizat fie pentru acți-

Tipul arcului	Schița de calcul	Constanta elastică	Săgeata	Solicitarea maximă
Arc lamelar drept, de secțiune dreptunghiulară (1), sau circulară (2), încastrat la un capăt	 $W_z = \frac{bh^2}{6} \text{ (1)} \quad W_z = \frac{\pi d^3}{32} \text{ (2)}$	$k = \frac{Ebh^3}{4l^3}$	$f = \frac{2l^2\sigma_{i\max}}{3Eh} \leq f_n \text{ (1)}$	$F \leq F_n = \frac{W_z\sigma_{at}}{l}$
		$k = \frac{3E\pi d^4}{64l^3}$	$f = \frac{2l^2\sigma_{i\max}}{3Ed} \leq f_n \text{ (2)}$ $f_n = F_n/k$	$\sigma_{i\max} = \frac{Fl}{W_z} \leq \sigma_{at}$
Arc lamelar drept, de secțiune dreptunghiulară (1) sau circulară (2), rezemat la ambele capete	 $W_z = \frac{bh^2}{6} \text{ (1)} \quad W_z = \frac{\pi d^3}{32} \text{ (2)}$	$k = \frac{4Ebh^3}{l^3}$	$f = \frac{l^2\sigma_{i\max}}{6Eh} \leq f_n \text{ (1)}$	$F \leq F_n = \frac{4W_z\sigma_{at}}{l}$
		$k = \frac{3E\pi d^4}{4l^3}$	$f = \frac{l^2\sigma_{i\max}}{6Ed} \leq f_n \text{ (2)}$ $f_n = F_n/k$	$\sigma_{i\max} = \frac{Fl}{4W_z} \leq \sigma_{at}$
Arc lamelar drept, de formă triunghiulară (1) sau trapezoidală (2), încastrat la un capăt	 $W_{z\max} = \frac{bh^2}{6}$	$k = \frac{Ebh^3}{6l^3}$	$f = \frac{l^2\sigma_{i\max}}{Eh} \leq f_n \text{ (1)}$	$F \leq F_n = \frac{W_{z\max}\sigma_{at}}{l}$
		$k = \frac{Ebh^3}{4Bl^3}$ $B \approx 3(2 + b'/b)$	$f = \frac{2}{3}B \frac{l^2\sigma_{i\max}}{Eh} \leq f_n \text{ (2)}$ $f_n = F_n/k$	$\sigma_{i\max} = \frac{Fl}{W_z} \leq \sigma_{at}$
Ansamblu de două arcuri lamelare drepte, încastate la un capăt	 $W_z = \frac{bh^2}{6}$	$k = \frac{Ebh^3}{l^3}$	$f = \frac{l^2\sigma_{i\max}}{3Eh} \leq f_n$ $f_n = F_n/k$	$F \leq F_n = \frac{2W_z\sigma_{at}}{l}$ $\sigma_{i\max} = \frac{Fl}{2W_z} \leq \sigma_{at}$

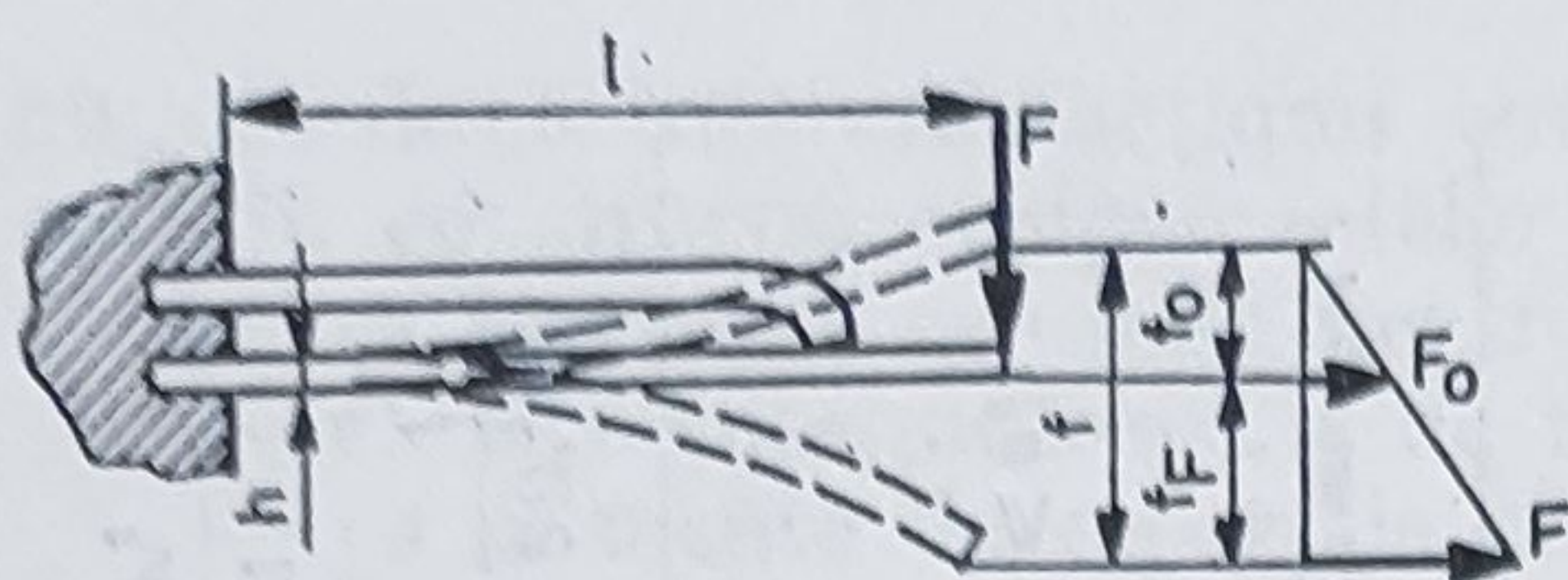


Fig. 5.27. Arc lamelar pretensionat.

onarea diferitelor subansambluri (arcurile motoare), fie pentru readucerea indicatoarelor sau altor piese în poziția inițială (arcurile rezistente). Relațiile pentru calculul arcurilor lamelare preformate de diferite forme și arcurilor spirale plane motoare și rezistente sînt prezentate pe larg în [5.23], [5.25].

Metodologia de calcul a arcurilor lamelare se adoptă în funcție de situația concretă întâlnită în practică, fiind posibile următoarele situații:

a) Cunoscîndu-se solicitarea, dimensiunile și materialul arcului, se efectuează verificarea acestuia cu relația tensiunii de încovoiere maxime $\sigma_{i\max} = M_{i\max}/W_z \leq \sigma_{ai}$ sau cu relația săgeții;

b) Cunoscîndu-se dimensiunile și materialul arcului se stabilesc sarcina maximă de lucru F_n și deformația maximă f_n , cu relațiile din tabelul 5.14;

c) Cunoscîndu-se caracteristica statică și materialul arcului, precum și condițiile de montaj, se determină dimensiunile arcului cu relațiile $W_{z\min} = (M_{i\max}/\sigma_{ai})_n$ și $k = \Delta F/\Delta f$.

Deoarece în cazul arcurilor de secțiune dreptunghiulară, numărul necunoscutelor este mai mare decît cel al ecuațiilor, se alege, în prealabil, fie lungimea arcului din condiții de gabarit, fie raportul laturilor secțiunii b/h în funcție de dimensiunile semifabricatelor disponibile.

Pentru aparatele care lucrează în regimuri vibratorii sau cînd este necesară asigurarea unui contact mai strîns între două piese se folosesc arcurile *pretensionate*. În aceste situații, arcurile se execută preformate astfel încît în poziția de montaj să aibă o săgeată inițială f_0 (fig. 5.27), de sens contrar săgeții de funcționare. Între săgeata inițială și săgeata de funcționare f_F există relația

$$f_0/F_0 = f_F/(F - F_0), \quad (5.231)$$

iar săgeata maximă de lucru este

$$f_n = f_0 + f_F \leq \frac{2l^2 \sigma_{ai}}{3Eh}. \quad (5.232)$$

Se pot determina astfel dimensiunile secțiunii arcului

$$h = \frac{2l^2 \sigma_{ai}}{3E(f_0 + f_F)} \text{ și } b = \frac{4F_0 l^3}{h^3 E f_0} \quad (5.233)$$

Cînd se urmărește realizarea unei forțe mari de contact, fără ca să se mărească dimensiunile arcului, se folosesc arcurile lamelare montate în pachet.

5.4.3. Arcuri bară de torsiune și elicoidale

Arcurile bară de torsiune, de secțiune circulară (în mod obișnuit) sau dreptunghiulară, au forma unor bare încastrate la un capăt și libere la celălalt și servesc la transmiterea unui moment sau a unei deplasări unghiulare între două piese. Solicitarea principală a acestor arcuri este solicitarea de torsiune.

Arcurile elicoidale pot fi, din punct de vedere funcțional, de întindere-compresiune (supuse unor sarcini axiale) sau de torsiune (supuse unor momente de răsucire), iar din punct de vedere al formei — cilindrice sau conice.

Cele mai răspândite sînt *arcurile cilindrice de întindere-compresiune*, de secțiune circulară. Deși solicitarea de ansamblu este de întindere-compresiune, solicitarea principală într-o secțiune transversală a arcului este de torsiune, asemănîndu-se din acest punct de vedere cu arcurile precedente.

Arcurile elicoidale de torsiune (numite și arcuri *flexionare*) sînt solicitate, în ansamblu, de către un moment de torsiune, iar în secțiunea spirei solicitarea este de încovoiere. Relațiile pentru calculul parametrilor acestor arcuri sînt prezentate în tabelul 5.15.

Și în cazul arcurilor elicoidale, pentru realizarea unor forțe mai mari, fără a mări gabaritul, se pot utiliza arcuri pretensionate sau ansambluri de arcuri montate concentric (fig. 5.28).

În continuare se prezintă *metodologia de proiectare pentru arcurile cilindrice de compresiune* cu pasul constant, executate din sîrmă de secțiune rotundă și supuse unor sarcini axiale constante sau variabile (STAS 7067-76).

Se consideră cunoscute forța maximă de lucru F_n , constanta arcului k , caracteristicile materialului și restricțiile constructive privitoare la gabaritul arcului (de exemplu, valoarea maximă pentru diametrul mediu, $D_{m \max}$).

Etapele de calcul sînt următoarele:

1°. Diametrul mediu minim se determină din condiția ca arcul să nu flambeze sub acțiunea forței de lucru, cu relația

$$D_{m \min} = F_n / k(a\lambda)_{\max}. \quad (5.234)$$

Valoarea maximă a produsului dintre coeficienții de sveltețe $\lambda = H_0/D_m$ și arcuire $a = f_n/H_0$ se alege astfel:

— pentru arcuri cu spire de capăt ghidate și suprafețe de reazem rectificate paralel $(a\lambda)_{\max 1} \approx 2,6$;

— pentru alte arcuri (neghidate, cu capetele neprelucrate etc.) $(a\lambda)_{\max 2} \approx 1,5$.

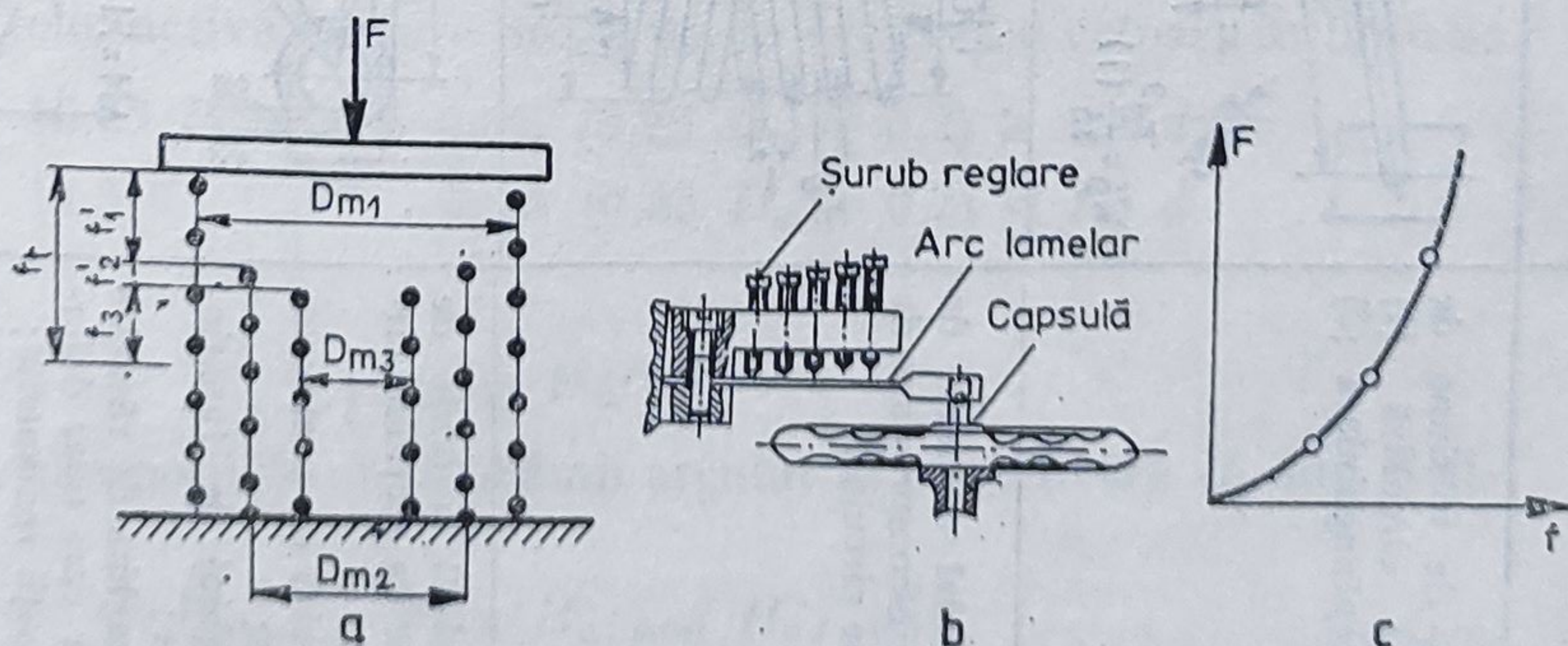


Fig. 5.28. Arcuri cu rigiditate variabilă:

a — arcuri elicoidale de compresiune montate concentric; b — arc lamelar cu lungime variabilă; c — caracteristica statică forță - deformație.

Tipul arcului	Schita de calcul	Constanta elastică	Deformația	Solicitarea maximă										
Arc bară de torsiune de secțiune circulară (1) sau dreptunghiulară (2)	<p> $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (1)$ $W_p \approx \frac{2}{9} b h^2 \quad (2)$ </p>	<p>(1)</p> $k = \frac{\pi G d^4}{32 l}$ <p>(2)</p> $k \approx 0,28 \frac{b^3 h^3 G}{(b^2 + h^2) l}$	<p>(1)</p> $\varphi = \frac{2 l \tau_t}{G d} \leq \varphi_n$ $\varphi \approx 0,8 \frac{b^2 + h^2}{G h b^2} l \tau_t \leq \varphi_n$ <p>sau dacă $h \ll b$</p> <p>(2)</p> $\varphi \approx \frac{l}{G h} \tau_t \leq \varphi_n$ $\varphi_n = M_{tn} / k$	$M_t \leq M_{tn} = W_p \tau_{at}$ $\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at}$										
Arc elicoidal cilindric de întindere-compresiune de secțiune circulară	<p> $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$ </p>	$k = \frac{G d^4}{8 n D^3} = \frac{F}{f}$ <p>n = numărul de spire active</p> $i = \frac{D_m}{d} = 4 \dots 16$ <p>indicele arcului</p>	<p>sau</p> $f = \frac{8 n D_m^3}{G d^4} F \leq f_n$ $f_n = \frac{F_n}{k} = \frac{\pi n D_m^2}{G d} \tau_{at}$	$F \leq F_n = \frac{\pi d^3}{8 K_F D_m} \tau_{at}$ $\tau_t = \frac{8}{\pi} K_F \frac{D_m}{d^3} F \leq \tau_{at}$ $K_F = 1 + \frac{1,6}{i}$ <p>coeficientul de formă</p>										
Arc elicoidal cilindric de torsiune de secțiune circulară: φ_0 — unghiul de pretensiune; φ_F — unghiul de funcționare; φ_{lim} — unghiul de răsucire la care apar deformări remanente; $\varphi_n = \varphi_0 + \varphi_F$ — unghiul maxim de lucru.	<p> $M = F l$ </p>	$k = \frac{\pi E d^4}{64 l} = \frac{M}{\varphi}$ $i = \frac{D_m}{d} \geq 4 \dots 5$ <p>indicele arcului n — numărul de spire active</p>	$\varphi [\text{grd}] = 114,5 \frac{\pi n D_m}{K_F E d} \sigma_i \leq \varphi_n$ $\varphi_n [\text{grd}] = 114,5 \frac{\pi n D_m}{K_F E d} \sigma_{ai}$ $\varphi_n = \frac{M_n}{k}$	$M \leq M_n = \frac{\pi d^3}{32 K_F} \sigma_{ai}$ $\sigma_i = \frac{32 K_F M}{\pi d^3} \leq \sigma_{ai}$ <p>K_F — coeficient de formă</p> <table border="1"> <tr> <td>i</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6</td> <td>8</td> </tr> <tr> <td>K_F</td> <td>1,25</td> <td>1,18</td> <td>1,14</td> <td>1,1</td> </tr> </table>	i	4	5	6	8	K_F	1,25	1,18	1,14	1,1
i	4	5	6	8										
K_F	1,25	1,18	1,14	1,1										

2°. Din relația tensiunii de torsiune maxime, scrisă sub forma

$$\tau_{t \max} = \frac{8F_n}{\pi D_m^2} (1,6 + i) i^2 \leq \tau_{at}, \quad (5.235)$$

se determină pentru $\tau_{t \max} = \tau_{at}$ și $D_m = D_{m \min}$, valoarea maximă admisă pentru indicele arcului i_a . Această valoare se rotunjește la valoarea standardizată inferioară cea mai apropiată. Dacă $i_a \geq 4$, indicele arcului poate avea orice valoare în limitele $4 \leq i \leq i_{\max}$, limita maximă alegîndu-se astfel:

— pentru arcuri înfășurate la rece

$$i_{\max} = \begin{cases} i_{a \text{ STAS}} & \text{dacă } i_a \leq 16 \\ 16 & \text{dacă } i_a > 16 \end{cases}$$

— pentru arcuri înfășurate la cald

$$i_{\max} = \begin{cases} i_{a \text{ STAS}} & \text{dacă } i_a \leq 10 \\ 10 & \text{dacă } i_a > 10 \end{cases}$$

3° Cu cele două valori limită ale indicelui arcului se determină valorile limită ale diametrului sîrmei

$$d_{\min} = D_m / i_{\max} \text{ și } d_{\max} = D_m / 4.$$

Diametrul sîrmei se alege egal cu valoarea standardizată (pentru semifabricat) superioară cea mai apropiată de valoarea minimă $d = d_{\min \text{ STAS}}$, în vederea utilizării cît mai rațională a materialului arcului.

4°. Numărul de spire active se calculează cu relația

$$n = \frac{Gd^4}{8kD_m^3} \geq 3, \quad (5.236)$$

iar numărul spirelor de reazem se alege astfel:

$$n_r = 1,5 \text{ pentru } 3 \leq n \leq 7$$

$$n_r = 1,5 \dots 3,5 \text{ (se recomandă } n_r = 2) \text{ pentru } n > 7.$$

Numărul total de spire este $n_1 = n + n_r$.

5°. Pasul spirelor active în stare liberă poate avea orice valoare în limitele

$$t_{\min} = \begin{cases} 0,25 D_m + 0,2 & \text{dacă } (0,25 D_m + 0,2) \geq 1,5 d \\ 1,5 d & \text{dacă } (0,25 D_m + 0,2) < 1,5 d \end{cases}$$

și

$$t_{\max} = D_m / 1,5.$$

6°. Dimensiunile posibile ale înălțimii arcului în stare liberă H_0 sînt definite de limitele

$$\begin{aligned} H_{0 \min} &= \max [H_{0t \min}, H_{0f \min}] \\ H_{0 \max} &= \min [H_{0t \max}, H_{0f \max}] \end{aligned} \quad (5.237)$$

cu respectarea condiției $H_{0 \min} \leq H_0 \leq H_{0 \max}$.

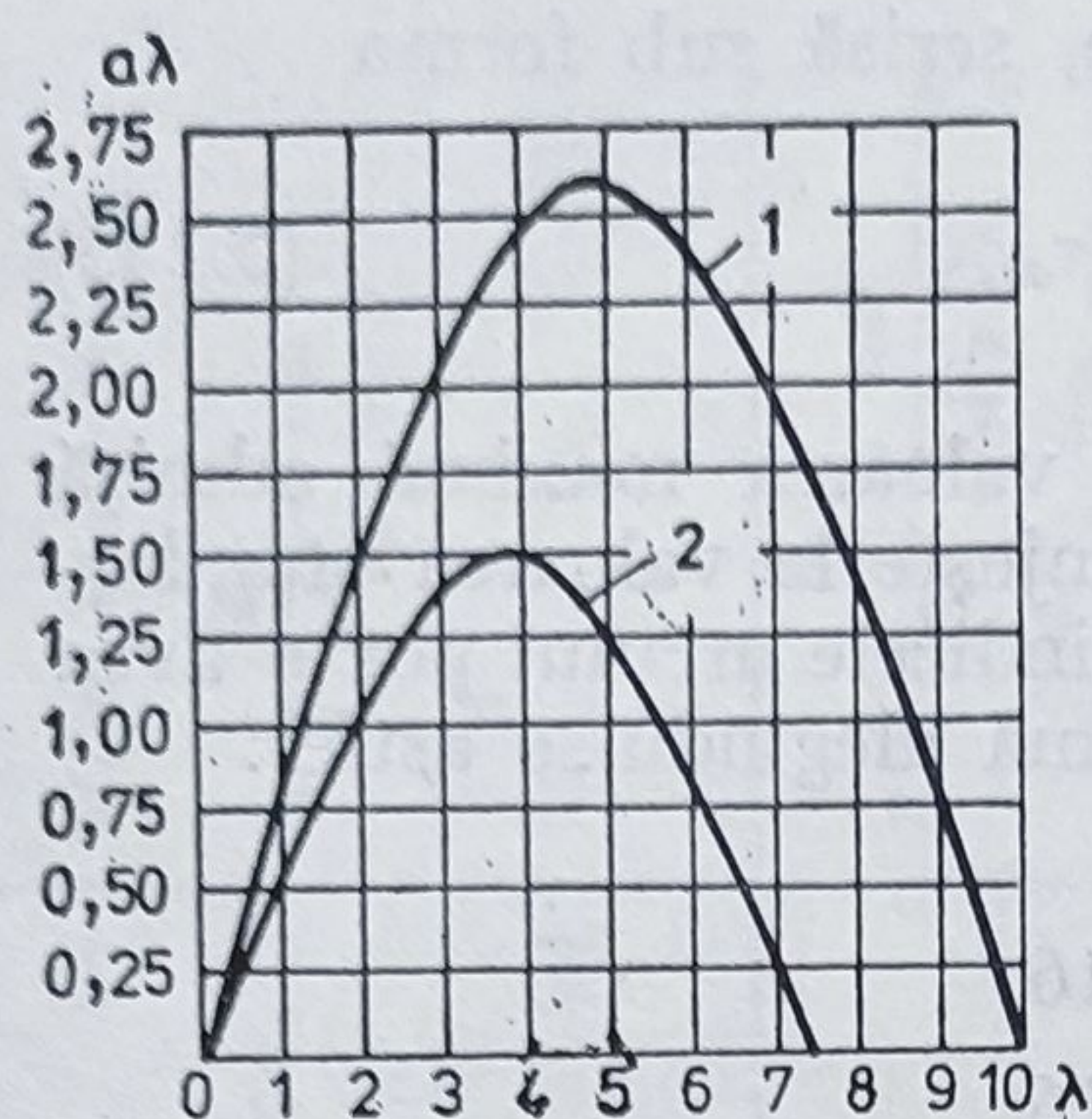


Fig. 5.29. Diagrammele $a\lambda = f(\lambda)$ pentru determinarea coeficienților de sveltețe.

Valorile limită $H_{0\,t\,min}$ și $H_{0\,t\,max}$ corespund celor două valori limită ale pasului t_{min} și t_{max} și se calculează cu una din relațiile:

— la arcuri cu capete închise neprelucrate

$$H_0 = tn + (n_r + 1) d \quad (5.238)$$

— la arcuri cu capete închise prelucrate

$$H_0 = tn + (n_r - 0,5) d \quad (5.239)$$

— la arcuri cu capete deschise prelucrate

$$H_0 = tn + d \quad (5.240)$$

Valorile limită $H_{0\,f\,min}$ și $H_{0\,f\,max}$ delimitează domeniul înălțimilor fără flambaj, unde

$$H_{0\,f\,min} = \lambda_{min} D_m \text{ și } H_{0\,f\,max} = \lambda_{max} D_m, \quad (5.241)$$

iar λ_{min} și λ_{max} sînt obținute prin intersecțiile dreptei

$$a\lambda = F_n / kD_m \quad (5.242)$$

și se determină grafic cu ajutorul diagramelor prezentate în fig. 5.29.

5.4.4. Membrane

Membranele sînt plăci elastice de grosime mică și formă circulară, încastate pe contur, care sub acțiunea unor forțe concentrate sau uniform distribuite se deformează suficient pentru a produce un semnal măsurabil. Sînt cele mai răspîndite elemente elastice utilizate în construcția aparatelor și echipamentelor pneumatice de automatizare, datorită avantajelor pe care le prezintă: tehnologie de execuție relativ simplă, dimensiuni reduse, inerție mică, sensibilitate bună etc. Se folosesc în construcția aparatelor manometrice și traductoarelor de presiune ca elemente sensibile de măsurare, a blocurilor logice și analogice ca elemente separatoare și sumatoare de forțe, în construcția distribuitoarelor, amplificatoarelor și elementelor logice miniaturale. Foarte utilizate sînt de asemenea motoarele liniare cu membrane nemetalice (camerele cu membrane) cu simplă sau dublă acțiune.

5.4.4.1. Suprafața efectivă și suprafața utilă

Pentru membranele utilizate ca elemente sensibile de măsurare, o importanță deosebită prezintă *caracteristica presiune-deformație* $p = p(w_0)$, în timp ce pentru membranele folosite în construcția elementelor de execuție sau a blocurilor operaționale funcționînd pe principiul compensării forțelor, interesează mai ales dependența dintre *forța exterioară* dezvoltată de membrană (denumită forță utilă) și *presiunea* aplicată pe o față a sa, $F_u = F_u(p)$.

Parametrii prin care se exprimă conversia presiune-forță utilă sînt *suprafața efectivă* și *suprafața utilă*.

Pentru definirea acestor noțiuni se consideră o membrană plană încastrată pe contur și un reazem fix aflat la distanța x de centrul rigid al membranei (fig. 5.30). Fie p_x suprapresiunea (presiunea relativă sau manometrică) pentru care membrana se deformează cu săgeata $w_{0x} = x$, astfel încît centrul membranei vine în contact cu reazemul. În această situație, reacțiunea în reazem (care reprezintă totodată forța utilă exterioară dezvoltată de membrană) este zero și întreaga forță de presiune $p\pi R^2$ este preluată de carcasă. Mărindu-se presiunea cu $\Delta p = p - p_x$, în absența reazemului membrana se deformează cu săgeata suplimentară $\Delta w_0 = w_0 - x$. În prezența reazemului, deformația suplimentară fiind împiedicată, o parte din forța de presiune $p\pi R^2$ este preluată de carcasă, iar cealaltă parte, acționînd asupra centrului rigid, produce creșterea reacțiunii în reazem cu ΔF_u .

Suprafața efectivă pentru o anumită poziție x se definește ca fiind raportul dintre variația forței utile și variația presiunii [5.25], [5.26]

$$S_e = \Delta F / \Delta p \text{ sau } S_e = dF_u / dp \quad (5.243)$$

Forța utilă dezvoltată de elementul elastic într-o anumită poziție x se calculează cu relația

$$F_{ux} = \int_{p_x}^p S_e dp, \quad (5.244)$$

unde p_x este suprapresiunea corespunzătoare săgeții x .

În cazul general, suprafața efectivă este deci funcție atât de poziția x a centrului rigid, cît și de presiunea care acționează pe elementul elastic. Pentru o anumită presiune p , suprafața efectivă scade de la valoarea S_{e0} (corespunzătoare poziției neutre, pentru care $x = 0$ și $p_x = 0$) pînă la πr_0^2 (pentru $x = w_0$), dacă deplasarea reazemului are loc în sensul presiunii, și crește dacă deplasarea are loc în sens invers presiunii. Suprafața efectivă S_{e0} corespunzătoare poziției neutre va fi denumită în continuare *suprafața efectivă inițială* sau de bază.

Noțiunea de suprafață efectivă, astfel definită, permite determinarea comodă a forței utile în cazul elementelor elastice cu *caracteristici liniare* (tuburi ondulate, capsule, membrane metalice plane sau ondulate în domeniul deformațiilor mici), la care suprafața efectivă rămîne practic constantă pe domeniul normal de lucru. Astfel dacă $k_F = \Delta F / \Delta w_0 = \text{const.}$ este rigiditatea corespunzătoare forței axiale concentrate, iar $k_p = \Delta p / \Delta w_0 = \text{const.}$ — rigiditatea corespunzătoare forței uniform distribuite, aplicîndu-se principiul suprapunerii efectelor, din relația (5.243) rezultă

$$S_e = \frac{\Delta F_u}{\Delta p} = \frac{k_F}{k_p} = S_{e0} = \text{const.} \quad (5.245)$$

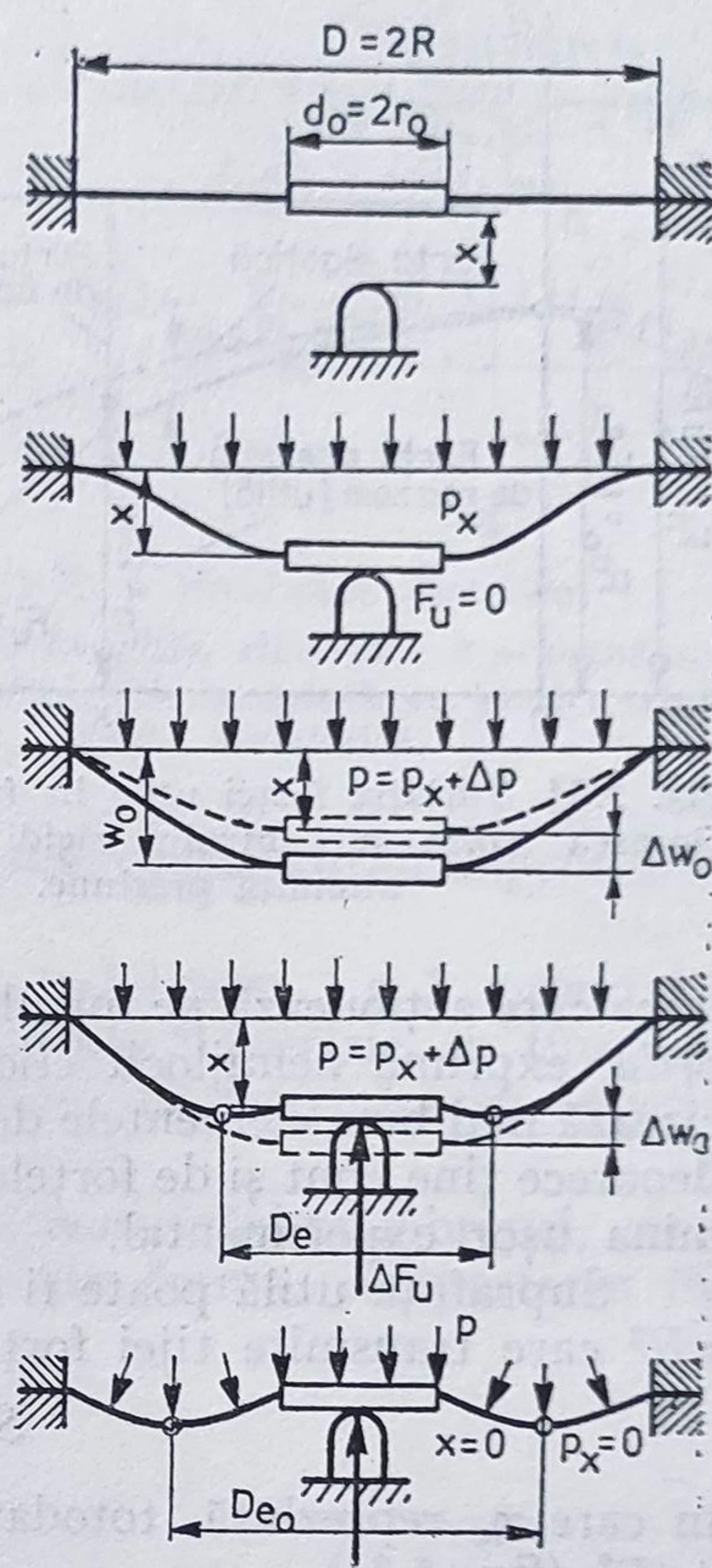


Fig. 5.30. Definirea suprafeței efective.

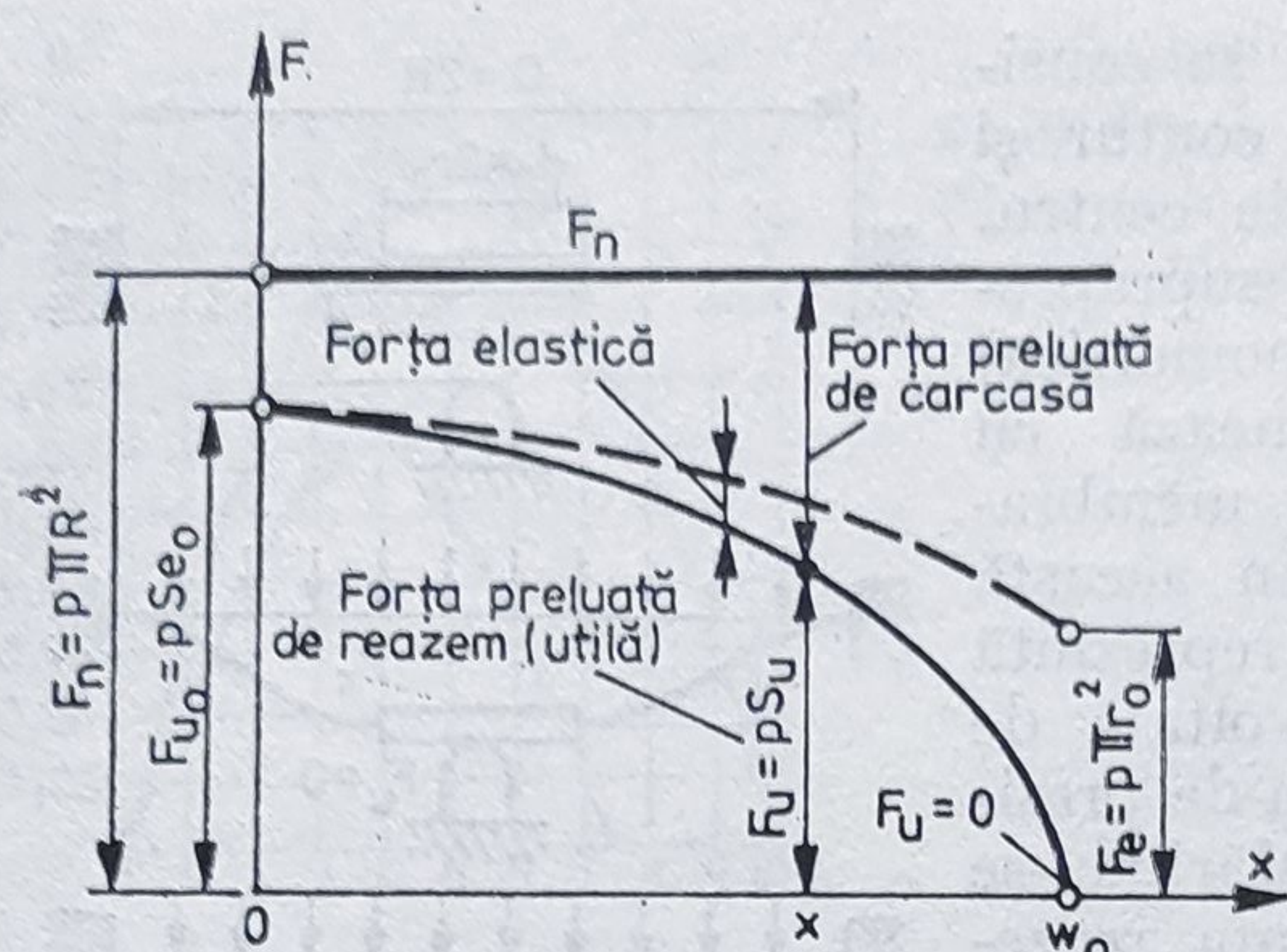


Fig. 5.31. Variația forței utile în funcție de deplasarea liberă a centrului rigidizat pentru o anumită presiune.

unea care acționează pe membrană, $F_u/p = S_u$. Acest raport, denumit *suprafață utilă*, exprimă nemijlocit eficiența conversiei presiune-forță utilă și caracterizează mai bine elementele de execuție pneumatice cu membrane sau silfoane, deoarece ține cont și de forțele elastice. În plus, suprafața utilă se poate determina ușor experimental.

Suprafața utilă poate fi definită și ca fracțiunea din suprafața nominală πR^2 care transmite tijei forța de acționare (utilă)

$$S_u = \eta_n S_n = \eta_n \pi R^2, \quad (5.247)$$

în care η_n reprezintă, totodată, raportul dintre forța utilă F_u și forța totală $p\pi R^2$ (fig. 5.31).

Relația dintre suprafața efectivă și suprafața utilă este

$$S_{ux} = \frac{1}{p} \int_{p_x}^p S_e dp, \quad (5.248)$$

care pentru elementele cu caracteristică liniară devine

$$S_{ux} = S_{e0}(1 - p_x/p) = S_{e0}(1 - x/w_0) \quad (5.249)$$

Se observă că pentru poziția neutră ($x = 0$; $p_x = 0$) suprafața utilă este egală cu suprafața efectivă inițială S_{e0} , în timp ce pentru deplasarea maximă $x = w_0$, suprafața utilă devine zero.

Variația volumului corespunzătoare deplasării de la x la w_0 a centrului membranei este [5.25]

$$\Delta V = \int_x^{w_0} S_e dx. \quad (5.250)$$

Din cele prezentate rezultă că elementele de tip membrană sau tub ondulat pot fi împărțite în patru categorii, în funcție de legea de variație a suprafeței utile, și anume:

a) *elemente de gradul zero* (membrane nemetalice cilindrice), având rigiditatea foarte mică, astfel încât poate fi neglijată practic și suprafața utilă aproximativ constantă pe domeniul normal de lucru;

În acest caz, avându-se în vedere și relațiile $p = k_p w_0$ și $p_x = k_p x$, forța utilă este

$$\begin{aligned} F_{ux} &= S_{e0}(p - p_x) = \\ &= \frac{k_F}{k_p}(p - p_x) = \\ &= k_F(w_0 - x) \end{aligned} \quad (5.246)$$

Pentru elementele elastice cu *caracteristici neliniare*, utilizarea relației (5.244) pentru calculul forței utile prezintă unele dificultăți și de aceea în practică se preferă să se exprime direct raportul dintre forța utilă și presi-

b) *elemente de gradul 1* (tuburi ondulate metalice, membrane metalice plane sau ondulate în domeniul deplasărilor mici), avînd caracteristica forță-deformație *liniară*, suprafața efectivă constantă și variația liniară a suprafeței utile;

c) *elemente de gradul 2* (membrane metalice în domeniul deplasărilor mari), avînd caracteristicile $p(w_0)$ și $F(w_0)$ neliniare, iar suprafața efectivă și suprafața utilă dependente numai de poziție;

d) *elemente de gradul 3* (membrane nemetalice flexibile), avînd caracteristicile neliniare, iar suprafața efectivă și suprafața utilă dependente atît de poziție, cît și de presiune.

Trebuie menționat că pentru elementele de gradul zero, 1 și 2, suprafața efectivă poate fi determinată prin calcul cu suficientă precizie, în timp ce pentru elementele de gradul 3 se recurge, de obicei, la determinarea experimentală a suprafeței efective sau forței utile.

Criteriul principal de clasificare rămîne însă *materialul* membranei, care determină în mod hotărîtor tehnologia de execuție, forma, comportarea în exploatare și fiabilitatea membranei.

5.4.4.2. Membrane metalice

Aceste membrane se caracterizează printr-o rigiditate relativ mare și prin deformații reduse. După forma lor pot fi plane, fără centru rigidizat (fig. 5.32, a) sau cu centrul rigidizat (fig. 5.32, b), ondulate (fig. 5.32, c) sau sferice (fig. 5.32, d), denumite și pocnitoare. Caracteristica membranelor metalice este influențată atît de raportul dintre săgeata în centrul w_0 și grosimea h , cît și de modul de fixare pe contur.

În funcție de raportul w_0/h se disting trei tipuri de membrane și anume:

- membrane groase, avînd $w_0 < h$ și caracteristica aproximativ liniară;
- membrane de grosime medie, avînd $w_0 < 3h$ și caracteristica liniară pe prima porțiune, apoi rigiditatea crescătoare cu deformația;

- membrane subțiri, cu $w_0 > 3h$ și caracteristică neliniară.

Cele mai răspîndite sînt *membranele ondulate*, datorită avantajelor pe care le prezintă:

- caracteristici mari apropiate de cele liniare, deci și variații mari reduse ale suprafeței efective;
- săgeți mai mari fără ca să apară deformații remanente;
- posibilitatea de modelare a caracteristicii prin simpla modificare a formei ondulațiilor.

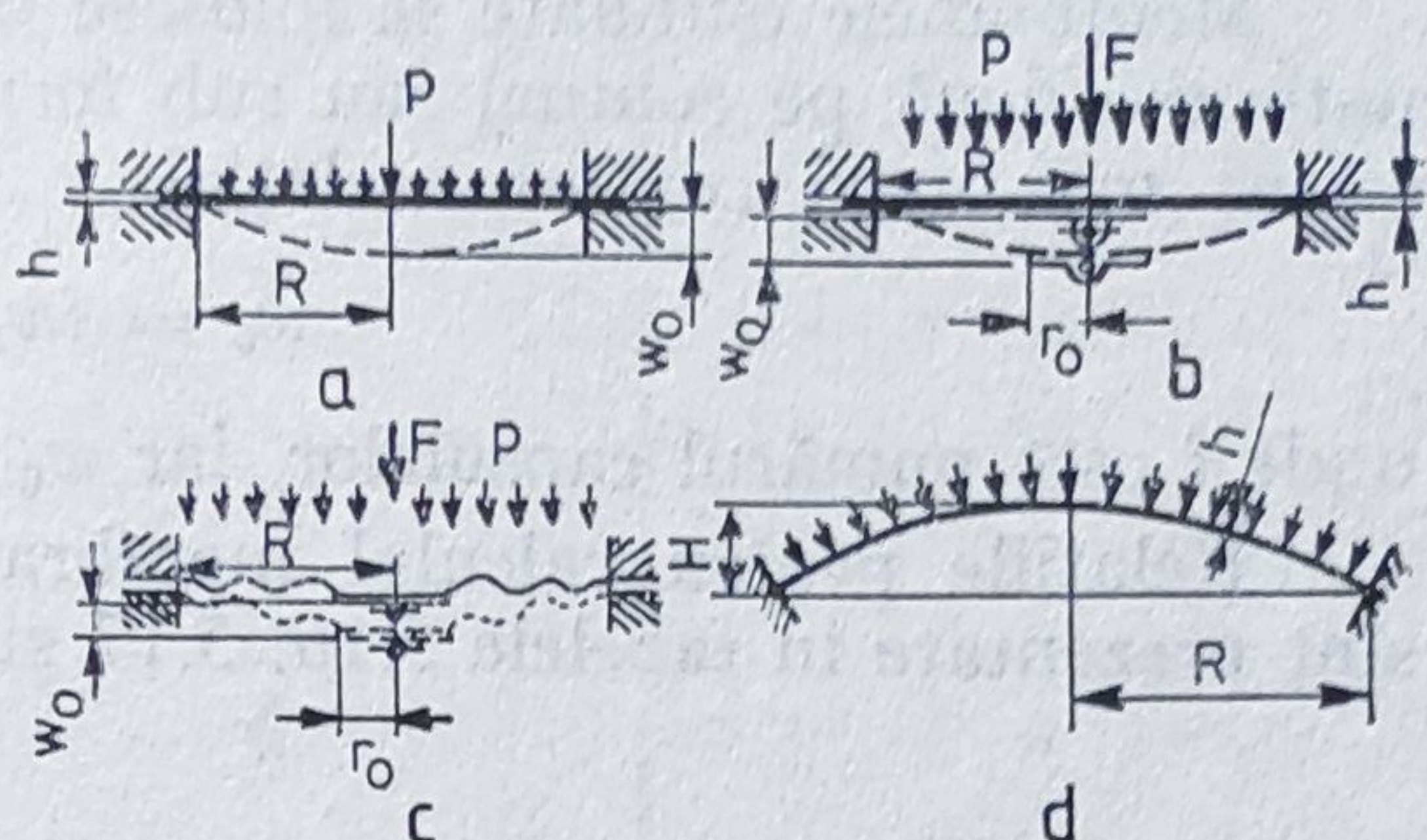


Fig. 5.32. — Membrane metalice:

a — plană fără centru rigidizat; b — plană cu centru rigidizat; c — ondulată cu centru rigidizat; d — sferică.

Membranele ondulate se folosesc individual, sub formă de *capsule* (îmbinate câte două pe contur) sau sub formă de *baterii de capsule*, când se obțin săgeți mai mari conform relației

$$w_b = iw_c = 2iw_0 \quad (5.251)$$

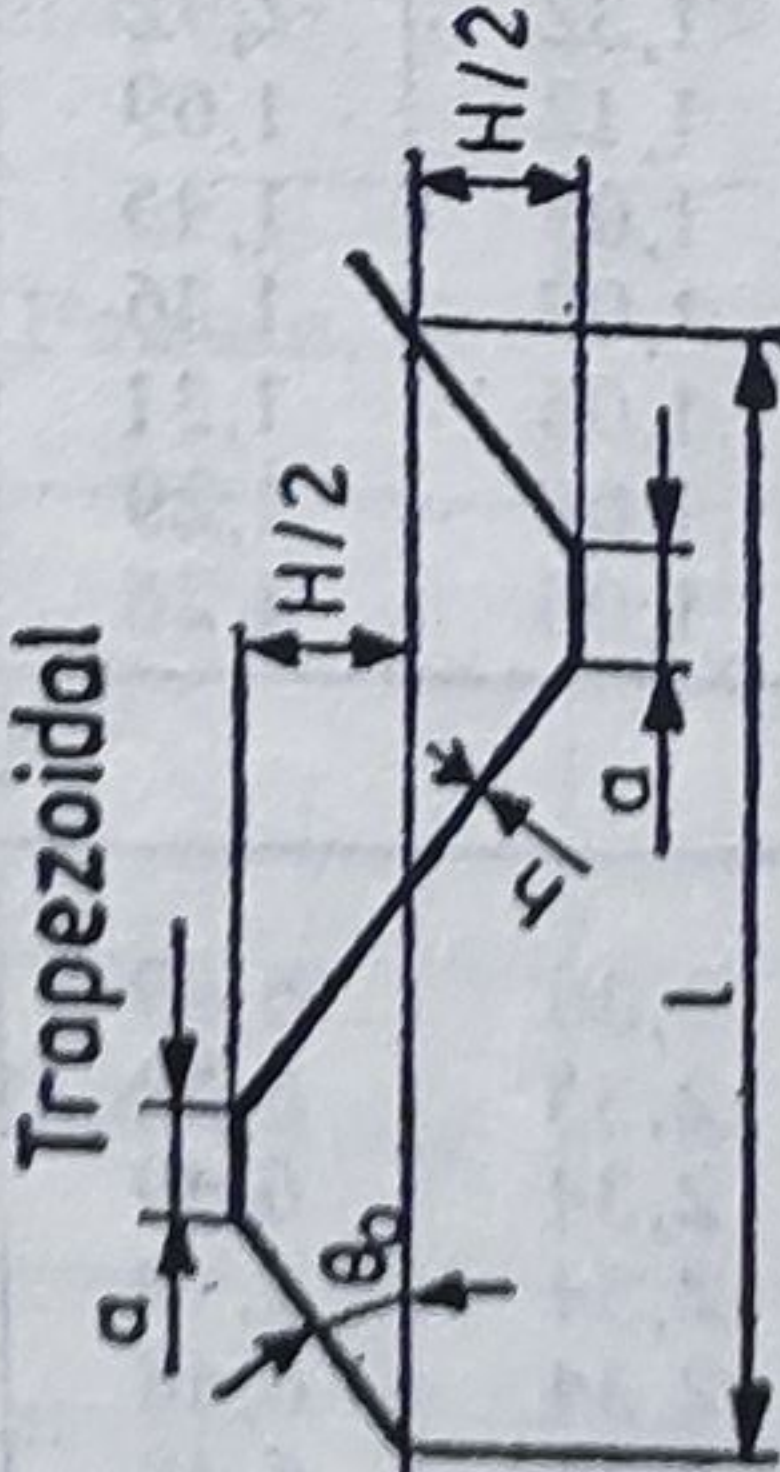
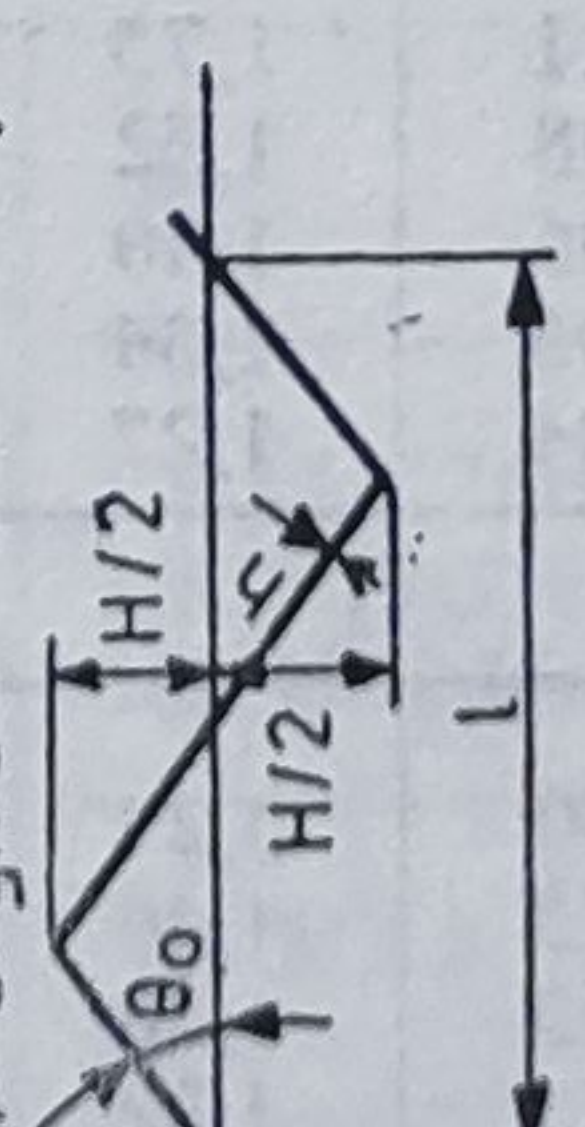
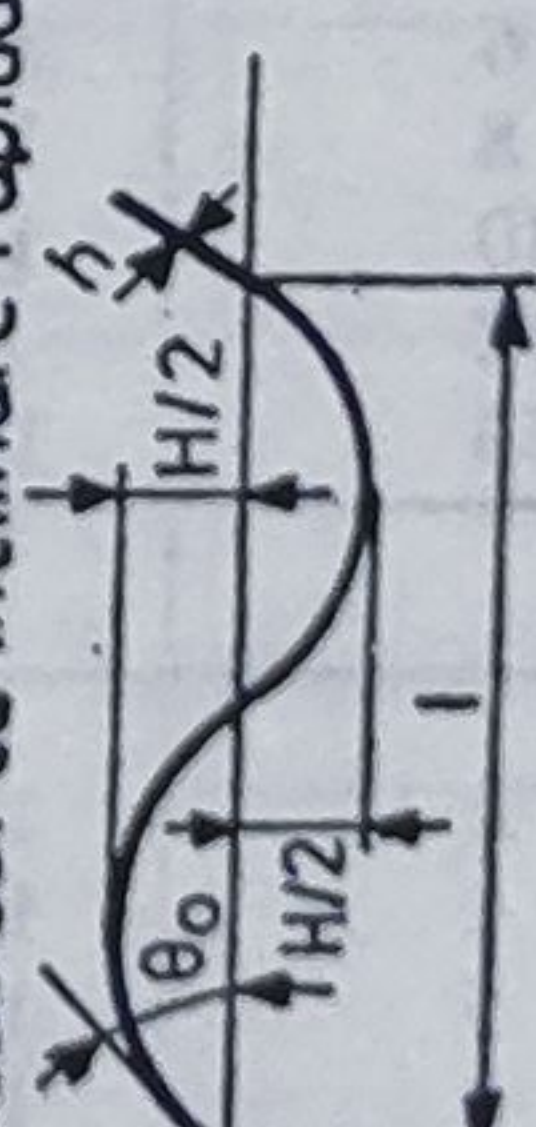
unde i este numărul capsulelor, iar w_0 săgeata unei membrane simple.

Relațiile pentru calculul membranelor metalice ondulate (fig. 5.32, c) sînt prezentate în tabelele 5.16, 5.17 și 5.18 [5.25], [5.26].

Tabelul 5.16

Parametrul	Relațiile de calcul
<p>Caracteristica statică presiune-deformație,</p> $p = p(w_0)$	<p>unde:</p> $p = \eta_1 A_1 w_0 + \xi_1 B_1 w_0^3,$ $A_1 = \frac{Eh^3}{R^4} \cdot \frac{2(n+3)(n+1)}{3K_1(1-\mu^2/n^2)};$ $B_1 = \frac{Eh}{R^4} \cdot \frac{32K_1}{n^2-9} \left[\frac{1}{6} - \frac{3-\mu}{(n-\mu)(n+3)} \right];$ $n = \sqrt{K_1 K_2}$ <p>K_1, K_2 — coeficienți de anizotropie constructivă (tab. 5.17); η_1, ξ_1 — coeficienți de corecție pentru membranele cu centru rigidizat, $\rho_0 \neq 0$ (tab. 5.18); μ — coeficientul lui Poisson.</p>
<p>Rigiditatea,</p> $k_p = dp/dw_0$	$k_p = \eta_1 A_1 + 3\xi_1 B_1 w_0^2$
<p>Caracteristica statică forță-deformație,</p> $F = F(w_0)$	<p>unde:</p> $F = \eta_2 A_2 w_0 + \xi_2 B_2 w_0^3,$ $A_2 = \frac{\pi E h^3}{R^2} \cdot \frac{(n+1)^2}{3K_1(1-\mu^2/n^2)};$ $B_2 = \frac{\pi E h}{R^2} \cdot \frac{K_1}{n^2-1} \left[\frac{1}{2} - \frac{1-\mu}{(n-\mu)(n+1)} \right];$ <p>η_2, ξ_2 — coeficienți de corecție pentru membranele cu centru rigidizat, $\rho_0 \neq 0$ (tab. 5.18).</p>
<p>Rigiditatea,</p> $k_F = dF/dw_0$	$k_F = \eta_2 A_2 + 3\xi_2 B_2 w_0^2$
<p>Suprafața efectivă</p> $S_e = dF/dp = S_e(x)$	$S_e = \frac{k_F(x)}{k_p(x)} = \frac{\eta_2 A_2 + 3\xi_2 B_2 x^2}{\eta_1 A_1 + 3\xi_1 B_1 x^2}$

Tabelul 5.17

Profilul gofreului	Relațiile de calcul
K_1	K_2
<p>Trapezoidal</p> 	$1 - \frac{2a}{l} \frac{1}{\cos \theta_0} + \frac{2a}{l}$ $\frac{H^2}{h^2} \left[\frac{1 - \frac{2a}{l}}{\cos \theta_0} + \frac{6a}{l} \right] + \left(1 - \frac{2a}{l} \right) \cos \theta_0 + \frac{2a}{l}$
<p>Triunghiular sau ascuțit</p> 	$\frac{1}{\cos \theta_0}$ $\frac{H^2}{h^2 \cos \theta_0} + \cos \theta_0$
<p>Sinusoidal cu înclinare rapidă</p>  <p>$H/l < 8$</p>	1 $\frac{3}{2} \frac{H^2}{h^2} + 1$

Tabelul 5.18

Coeficientul	Relația de calcul
η_1	$\eta_1 = \frac{(3-n)(1-n)}{(3+n^2)(1-\rho_0^4) + \frac{4n}{1-\rho_0^{2n}} [2\rho_0^{n+1}(1+\rho_0^2) - (1+\rho_0^{2n})(1+\rho_0^4)]}$
η_2	$\eta_2 = \frac{(1-n)^2}{(1+n^2)(1-\rho_0^2) + \frac{2n}{1-\rho_0^{2n}} [4\rho_0^{n+1} - (1+\rho_0^{2n})(1+\rho_0^2)]}$
ξ_1	$\xi_1 = \frac{1}{(1-\rho_0^2)^4(1+\rho_0^2)} \times \left[\frac{1}{6} - \frac{3-\mu}{(n-\mu)(n+3)} \right] \times \left\{ \frac{1-\rho_0^6}{6} - \frac{3-\mu}{1-\rho_0^{2n}} \left[\frac{(1-\rho_0^{n+3})^2}{(n-\mu)(n+3)} + \frac{(\rho_0^n - \rho_0^3)^2}{(n+\mu)(3-n)} \right] \right\}$
ξ_2	$\xi_2 = \frac{1}{(1-\rho_0)^4 \left[\frac{1}{2} - \frac{1-\mu}{(n-\mu)(n+1)} \right]} \times \left\{ \frac{1-\rho_0^2}{2} - \frac{1-\mu}{1-\rho_0^{2n}} \left[\frac{(1-\rho_0^{n+1})^2}{(n-\mu)(n+1)} + \frac{(\rho_0^n - \rho_0)^2}{(n+\mu)(1-n)} \right] \right\}$

Coeficienții	η_1				η_2			
$\rho = \frac{r_0}{R}$	0,2	0,4	0,6	0,8	0,2	0,4	0,6	0,8
$n = \sqrt{K_1 K_2}$								
2	1,10	1,68	4,25	28,3	1,32	2,72	9,04	76,20
4	1,01	1,22	2,33	12,8	1,12	1,69	4,17	29,00
6	1,01	1,11	1,75	7,77	1,08	1,45	2,89	16,20
8	1,00	1,08	1,52	5,53	1,07	1,36	2,39	10,90
10	1,00	1,06	1,40	4,34	1,06	1,31	2,15	8,31
12	1,00	1,05	1,34	3,64	1,06	1,29	2,01	6,81
16	1,00	1,04	1,27	2,90	1,05	1,26	1,86	5,25
	ξ_1				ξ_2			
2	1,14	1,80	5,21	36,70	2,36	6,69	26,20	237
4	1,13	1,75	4,46	20,60	2,35	6,52	25,30	229
6	1,13	1,73	4,28	28,70	2,34	6,49	25,10	227
8	1,13	1,73	4,22	27,90	2,34	6,49	25,00	226
10	1,13	1,72	4,20	27,40	2,34	6,48	25,00	226
12	1,13	1,72	4,20	27,20	2,34	6,48	25,00	225
16	1,13	1,72	4,18	27,00	2,34	6,48	25,00	225

5.4.4.3. Subprogramul de calcul KSMO

Pe baza relațiilor prezentate în 5.4.4.2 a fost realizat subprogramul KSMO care permite determinarea rigidităților $k_p = k_p(w_0)$ și $k_F = k_F(w_0)$, a caracteristicilor statice $p = p(w_0)$ și $F = F(w_0)$ și a suprafeței efective $S_e = S_e(x)$ pentru membranele metalice ondulate cu profil trapezoidal, triunghiular sau sinusoidal.

Datele inițiale necesare subprogramului KSMO sînt prezentate în tabelul 5.19.

Tabelul 5.19

Parametrul	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valoarea numerică pentru exemplul 5.7
Raza de încastrare, R	m	R	24.75 E-3
Raza discului de rigidizare, r_0	m	RZ	4.75 E-3
Grosimea, h	m	HM	0.135 E-3
Înălțimea ondulației, H	m	H	0.4 E-3
Lungimea ondulației, l	m	L	Nu contează
Înclinarea ondulației, θ_0	grd.	TEO	23°45' (23.75°)
Lățimea vârfului ondulației, a	m	A	0
Modulul de elasticitate, E	N · m ⁻²	E	1.35 E11
Coeficientul lui Poisson, μ	—	M	0.3
Profilul gofreului	—	TRAPEZOIDAL = 0 TRIUNGHIULAR = 1 SINUSOIDAL ≠ 0,1	TRIUNGHIULAR = 1
Deformația maximă, w_{0max}	m	W MAX	1.5 E-3
Numărul de intervale	—	NI	10

Datele furnizate de subprogramul KSMO sînt prezentate în tabelul 5.2 și tabelul 5.21.

Tabelul 5.2

Coeficientul	η_1	η_2	ξ_1	ξ_2	A_1	B_1	A_2	B_2
Unitatea de măsură	—	—	—	—	$N \cdot m^{-3}$	$N \cdot m^{-5}$	$N \cdot m^{-1}$	$N \cdot m^{-3}$
Simbolul FORTRAN	N1	N2	T1	T2	A1	B1	A2	B2

Tabelul 5.21

Mărimea	Deformația, w_0 (respectiv deplasarea centrului, x)	Presiunea relativă, p	Rigiditatea, $k_p = dp/dw_0$	Forța concentrată, F	Rigiditatea, $k_F = dF/dw_0$	Suprafața efectivă, S_e
Unitatea de măsură	m	$N \cdot m^{-2}$	$N \cdot m^{-3}$	N	$N \cdot m^{-1}$	m^2
Simbolul FORTRAN	WO	P	KP	F	KF	SE

Programul principal, împreună cu subprogramul KSMO sînt prezentate în listingul 5.11.

Exemplul 5.7. Pentru o membrană ondulată cu profil triunghiular, executată din bronz cu beriliu ($E = 1,35 \cdot 10^{11} N/m^2$ și $\mu = 0,3$) și avînd dimensiunile menționate în tabelul 5.19 rezultatele obținute prin rularea subprogramului KSMO sînt prezentate în listingul următor.

Caracteristicile statice presiune — deformație $p = p(w_0)$ și suprafață efectivă-poziție centru rigidizat $S_e = S_e(x)$, obținute prin rularea subprogramului KSMO pentru membrana din exemplul 5.7, sînt reprezentate grafic în fig. 5.33. Datele inițiale, ca și rezultatele experimentale sînt preluate din lucrarea [5.25], exemplul 8, fig. 164. După cum se observă, rezultatele obținute prin calcul sînt pe deplin satisfăcătoare pentru o gamă foarte largă de variație a săgeții w_0 . Astfel, în exemplul prezentat, pentru $w_{0max} = 1,5$ mm, adică pentru $w_0/h \leq 11,1$, eroarea maximă pe întreg domeniul este sub 10%.

Verificarea subprogramului pe mai multe exemple a condus la concluzia că acestea poate fi utilizat cu siguranță pentru calculul practic al caracteristicilor statice ale membranelor metalice ondulate fără gofraj marginal.

Listing 5.11

```

A>type ksmo.for
      REAL L,M
      COMMON R,RZ,H,HM,L,TEO,A,E,M,PW,IP,NI,NW
      NR=1
      NW=1
      WRITE(NW,11)
11      FORMAT(5X,'PROFILUL'/13X,'TRAPEZOIDAL=0'/13X,'TRIUNGHILAR
      $      =1'/13X,'SINUSOIDAL#0,1'/)
      READ(NR,5)IP
5      FORMAT(I3)
      WRITE(NW,15)
15      FORMAT(1X,'NUMARUL DE INTERVALE:')
      READ(NR,5)NI
      WRITE(NW,12)
12      FORMAT(2X,'INTRODUCETI:R,RZ,WMAX,E,M'/)
      READ(NR,1)R,RZ,WM,E,M
      WRITE(NW,13)
13      FORMAT(2X,'INTRODUCETI:H,HM,L,TEO,A'/)
      READ(NR,1)H,HM,L,TEO,A
1      FORMAT(6F10.2)
      TEO=3.14159*TEO/180.
      PW=WM/NI
      CALL KSMO
      STOP
      END
      SUBROUTINE PROF(H,HM,TEO,L,A,IP,K1,K2)
      REAL L,K1,K2
      IF(IP.EQ.0) GOTO 1
      IF(IP.EQ.1) GOTO 2
      K1=1.
      K2=1.5*H*H/(HM*HM)+1
      RETURN
2      K1=1/COS(TEO)
      K2=H*H/(HM*HM*COS(TEO))+COS(TEO)
      RETURN
1      A1=2*A/L
      A2=(1-A1)/COS(TEO)
      K1=A2+A1
      K2=H*H*(A2+3*A1)/(HM*HM)+A2*COS(TEO)**2+A1
      RETURN
      END
      SUBROUTINE COR(RO,N,M,N1,N2,T1,T2)
      REAL N,M,N1,N2
      F(1,Z)=1+I*RO**Z
      V1=(3-N)*F(-1,4.)
      V2=2*RO**(N+1)*F(1,2.)-F(1,2.*N)*F(1,4.)
      N1=(3-N)*(1-N)/(V1+4*N*V2/F(-1,2.*N))
      V3=(1+N*N)*F(-1,2.)
      V4=4*RO**(N+1)-F(1,2.*N)*F(1,2.)
      N2=(1-N)**2/(V3+2*N*V4/F(-1,2.*N))
      V5=F(-1,N+3.):**2/((N-M)*(N+3))
      V6=(RO**N-RO**3)**2/((N+M)*(3-N))
      V7=(1./6-(3-M)/(N-M)/(N+3))*F(-1,2.):**4*F(1,2.)
      T1=(F(-1,6)/6-(3-M)/F(-1,2.*N)*(V5+V6))/V7
      V8=F(-1,N+1.):**2/((N-M)*(N+1))
      V9=(RO**N-RO)**2/((N+M)*(1-N))
      V10=F(-1,1.):**4*(1./2-(1-M)/((N-M)*(N+1)))
      T2=(F(-1,2.)/2-(1-M)/F(-1,2.*N)*(V8+V9))/V10
      RETURN
      END

```


Listing 5.11 (continuare)

```

SUBROUTINE KSMO
REAL L,M,K1,K2,N,KP,KF,N1,N2
COMMON R,RZ,H,HM,L,TEO,A,E,M,PW,IP,NI,NW
CALL PROF(H,HM,TEO,L,A,IP,K1,K2)
N=SQRT(K1*K2)
RO=RZ/R
CALL COR(RO,N,M,N1,N2,T1,T2)
A11=2*(N+3)*(N+1)/(3*K1*(1-M*M/(N*N)))
A1=E*HM**3*A11/R**4
A22=(1./6-(3-M)/((N-M)*(N+3)))/(N*N-9)

B1=E*HM*32*K1*A22/R**4
A33=(N+1)**2/(3*K1*(1-M*M/(N*N)))
A2=3.14159*E*HM**3*A33/R**2
A44=(1./2-(1-M)/((N-M)*(N+1)))/(N*N-1)
B2=3.14159*E*HM*K1*A44/R**2
WRITE(NW,4)N1,N2,T1,T2,A1,B1,A2,B2
4      FORMAT(2X,'N1=',E12.5/2X,'N2=',E12.5/2X,'T1=',E12.5/2X,
$      'T2=',E12.5/2X,'A1=',E12.5/2X,'B1=',E12.5/2X,'A2=',E12.5
$      '/2X,'B2=',E12.5/)
WRITE(NW,14)
14     FORMAT(6X,'WO',9X,'P',8X,'KP',9X,'F',8X,'KF',9X,'SE'//)
WO=0.
NI1=NI+1
DO 1 I=1,NI1
P=N1*A1*WO+T1*B1*WO**3
KP=N1*A1+3*T1*B1*WO**2
FU=N2*A2*WO+T2*B2*WO**3
KF=N2*A2+3*T2*B2*WO*WO
SE=KF/KP
WRITE(NW,2)WO,P,KP,FU,KF,SE
2      FORMAT(1X,6E10.4)
WO=WO+PW
1      CONTINUE
RETURN
END

```


Listing 5.12

PROFILUL

TRAPEZOIDAL=0

TRIUNGHILAR =1

SINUSOIDAL#0,1

1

NUMARUL DE INTERVALE:10

INTRODUCETI:R,RZ,WMAX,E,M

24.75E-3,4.75E-3,1.5E-3,1.35E11,0.3

INTRODUCETI:H,HM,L,TEO,A

0.4E-3,0.135E-3,0.,23.75,0.

N1= .10202E+01

N2= .11377E+01

T1= .11217E+01

T2= .22640E+01

A1= .15261E+03

B1= .20410E+14

A2= .10037E+05

B2= .43691E+10

WO	P	KP	F	KF	SE
.0000E+01	.0000E+01	.1557E+03	.0000E+01	.1148E+05	.7371E-03
.1500E-03	.2412E+04	.1711E+03	.1755E+01	.1214E+05	.7095E-03
.3000E-03	.5289E+04	.2175E+03	.3710E+01	.1415E+05	.6504E-03
.4500E-03	.9092E+04	.2948E+03	.6065E+01	.1748E+05	.5932E-03
.6000E-03	.1429E+05	.4029E+03	.9022E+01	.2216E+05	.5499E-03
.7500E-03	.2133E+05	.5420E+03	.1278E+02	.2817E+05	.5197E-03
.9000E-03	.3070E+05	.7120E+03	.1754E+02	.3551E+05	.4988E-03
.1050E-02	.4285E+05	.9129E+03	.2350E+02	.4419E+05	.4841E-03
.1200E-02	.5824E+05	.1145E+04	.3086E+02	.5421E+05	.4735E-03
.1350E-02	.7734E+05	.1407E+04	.3983E+02	.6556E+05	.4658E-03
.1500E-02	.1006E+06	.1701E+04	.5060E+02	.7824E+05	.4600E-03 STOP

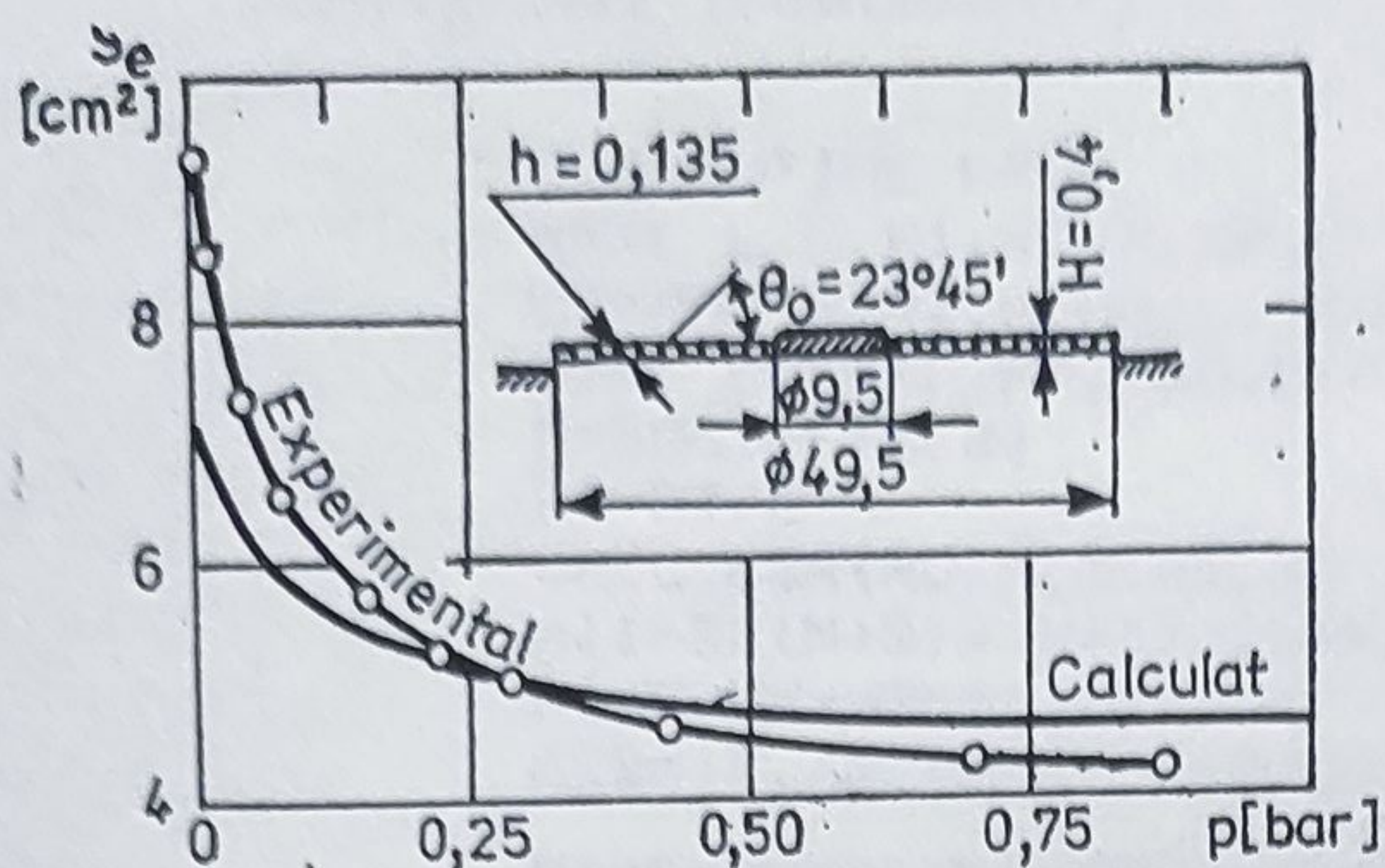
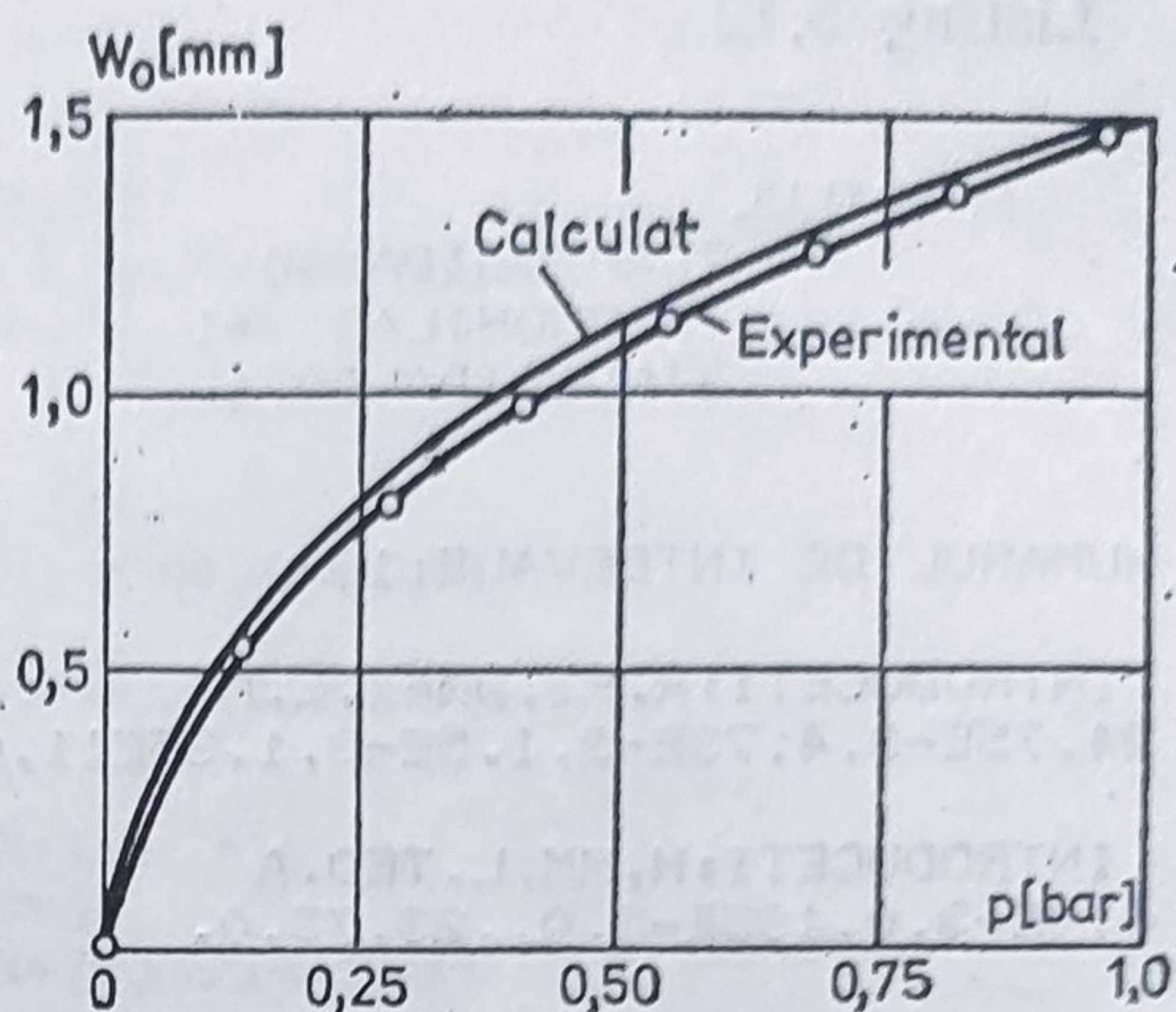


Fig. 5.33. Caracteristicile statice teoretice și experimentale $p = p(w_0)$ și $S_e = S_e(p)$ pentru exemplul 5.4.



5.4.4.4. Membrane nemetalice

După forma lor (fig. 5.34) membranele nemetalice se clasifică în:

- *plane*, pentru curse de lucru relativ mici;
- *ondulate* sau *tronconice*, pentru curse medii de ordinul milimetrilor sau zecilor de milimetri;
- *cilindrice*, pentru curse mari.

Membranele nemetalice se execută în mod obișnuit din cauciuc natural sau sintetic, cu sau fără diferite inserții de întărire. Inserțiile sînt țesături din fire textile (bumbac impregnat), din fire sintetice (dacrom, nomex, nylon, policolor etc.) sau din fibre de sticlă. Rețeaua țesăturii trebuie astfel realizată încît să producă tensiuni egale în toate direcțiile. Pentru membranele supuse la presiuni mari se prevăd mai multe straturi de întărire și o țesătură suplimentară pe suprafața corespunzătoare camerei cu presiune mai mică.

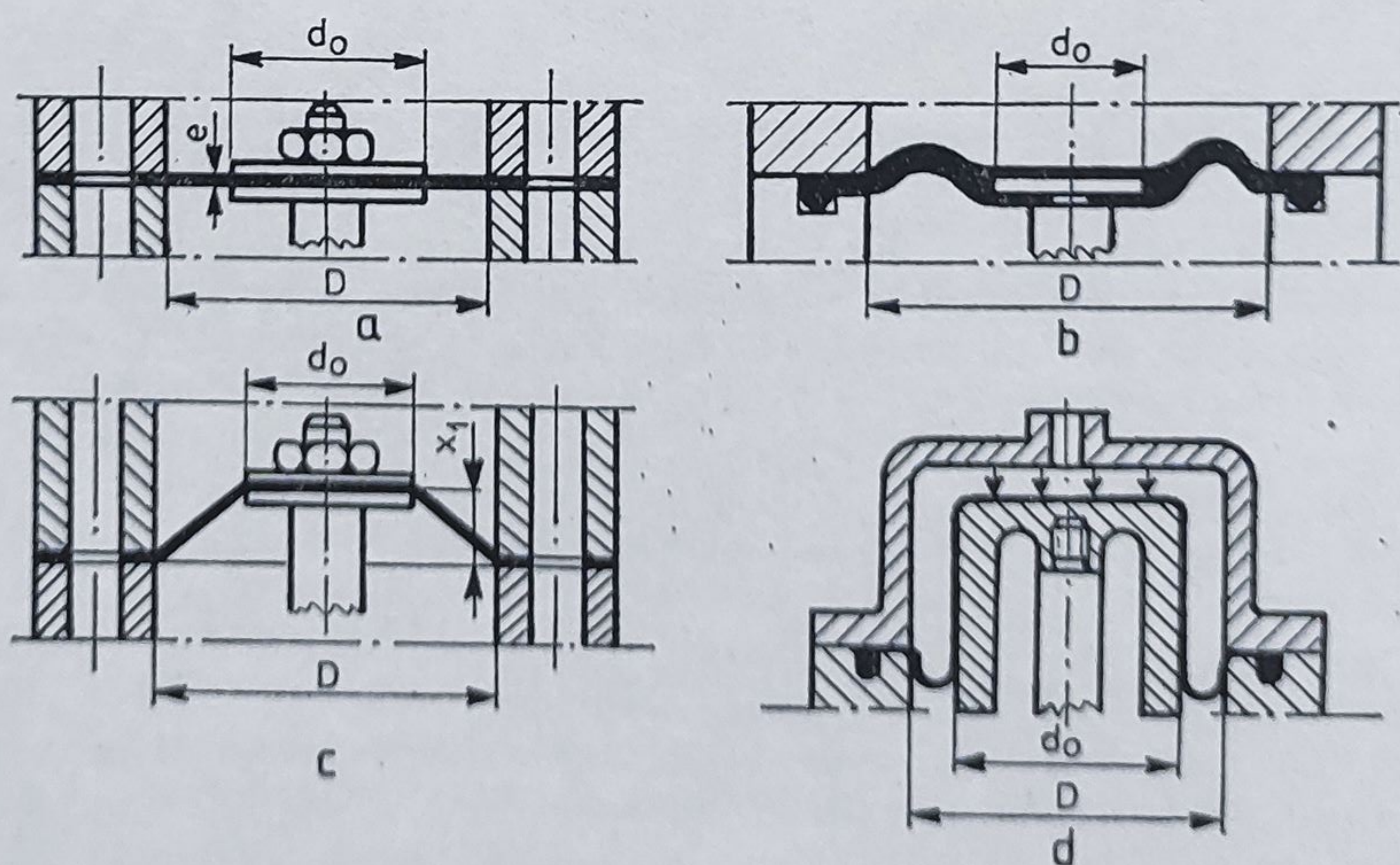


Fig. 5.34. Membrane nemetalice cu centrul rigidizat: a — plană; b — ondulată; c — tronconică; d — cilindrică.

Rigidizarea membranei în zona centrală se realizează fie prin discuri metalice asamblate prin filet (fig. 5.34, a, c), încastrate direct în materialul membranei (fig. 5.34, b) sau lipite (fig. 5.34, d), fie prin mărirea grosimii membranei în această zonă. Pentru raportul diametrelor $\rho_0 = d_0/D$ se recomandă următoarele valori:

$\rho_0 = 0,6 \dots 0,8$, pentru membranele plane, tronconice și ondulate, valorile mai mici alegându-se pentru diametre mai mici sau pentru curse mai mari;

$\rho_0 = 0,80 \dots 0,95$, pentru membranele cilindrice.

Dacă există posibilitatea ca tija să fie solicitată la torsiune în timpul asamblării sau funcționării, se recomandă să fie astfel montată încât să se poată roti față de discul de rigidizare (fig. 5.35).

Efectul de răsucire a membranei poate fi produs și de arcul elicoidal de readucere, care, în timpul comprimării, are tendința să se rotească. Dacă această rotație este mai mare de un grad, se recomandă sprijinirea arcului pe un lagăr axial.

Grosimea membranei e depinde de diametrul de încastrare, de forma membranei, de cursa maximă, de presiunea de lucru și de materialul din care se execută. Pentru membranele din cauciuc cu inserții de întărire și presiuni de lucru obișnuite (până la 8 ... 10 bar), valorile uzuale sînt prezentate în tabelul 5.22.

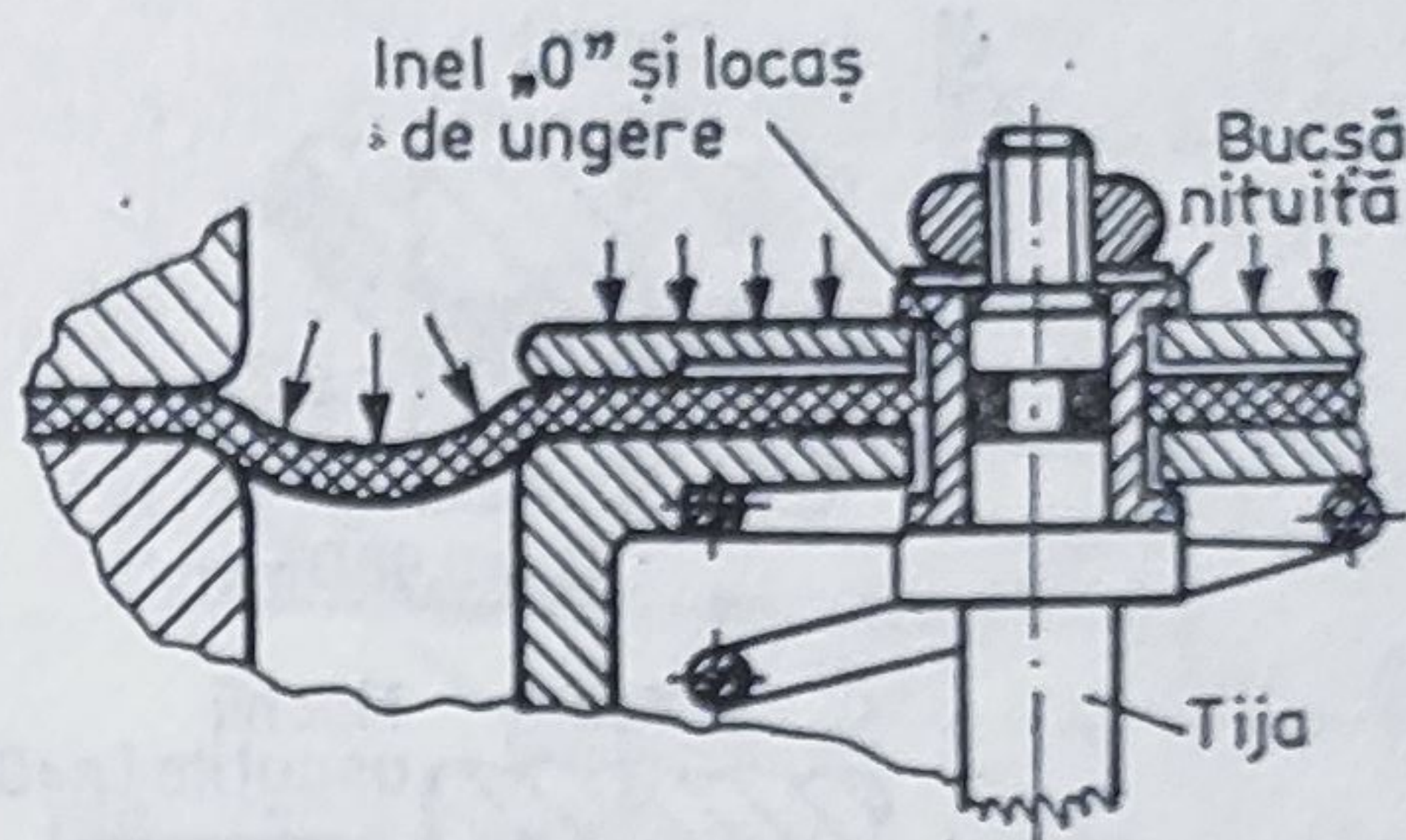


Fig. 5.35. Asamblarea tijei cu posibilitate de rotire.

Tabelul 5.22

Tipul membranei	Diametrul de încastrare, D [mm]				
	<20	20 ... 80	80 ... 120	120 ... 200	200 ... 500
Plană sau tronconică	0,5 ... 0,7	0,6 ... 1	1,2 ... 2	2,5 ... 3,5	3 ... 5
Ondulată sau cilindrică	0,3 ... 0,4	0,5 ... 0,6	0,7 ... 0,8	1 ... 1,5	1,5 ... 3

Fixarea membranelor nemetalice pe contur se poate realiza prin două procedee:

a) prin strângerea membranei între două suprafețe metalice inelare, prevăzute cu striuri (fig. 5.36, a) sau cu găuri pentru șuruburile de strângere (fig. 5.36, b);

b) prin strângerea membranei prevăzute cu o margine îngroșată între două suprafețe metalice profilate (fig. 5.37).

Primul procedeu se utilizează mai ales în cazul membranelor plane, de grosime uniformă, obținute prin decupare sau ștanțare. Forța de strângere nu trebuie să producă comprimări mai mari de 10...12% din grosimea membranei, deoarece, în caz contrar, membrana se îngroașă în apropierea conturului (fig. 5.36, a) și își micșorează flexibilitatea. Pe de altă parte, forța de

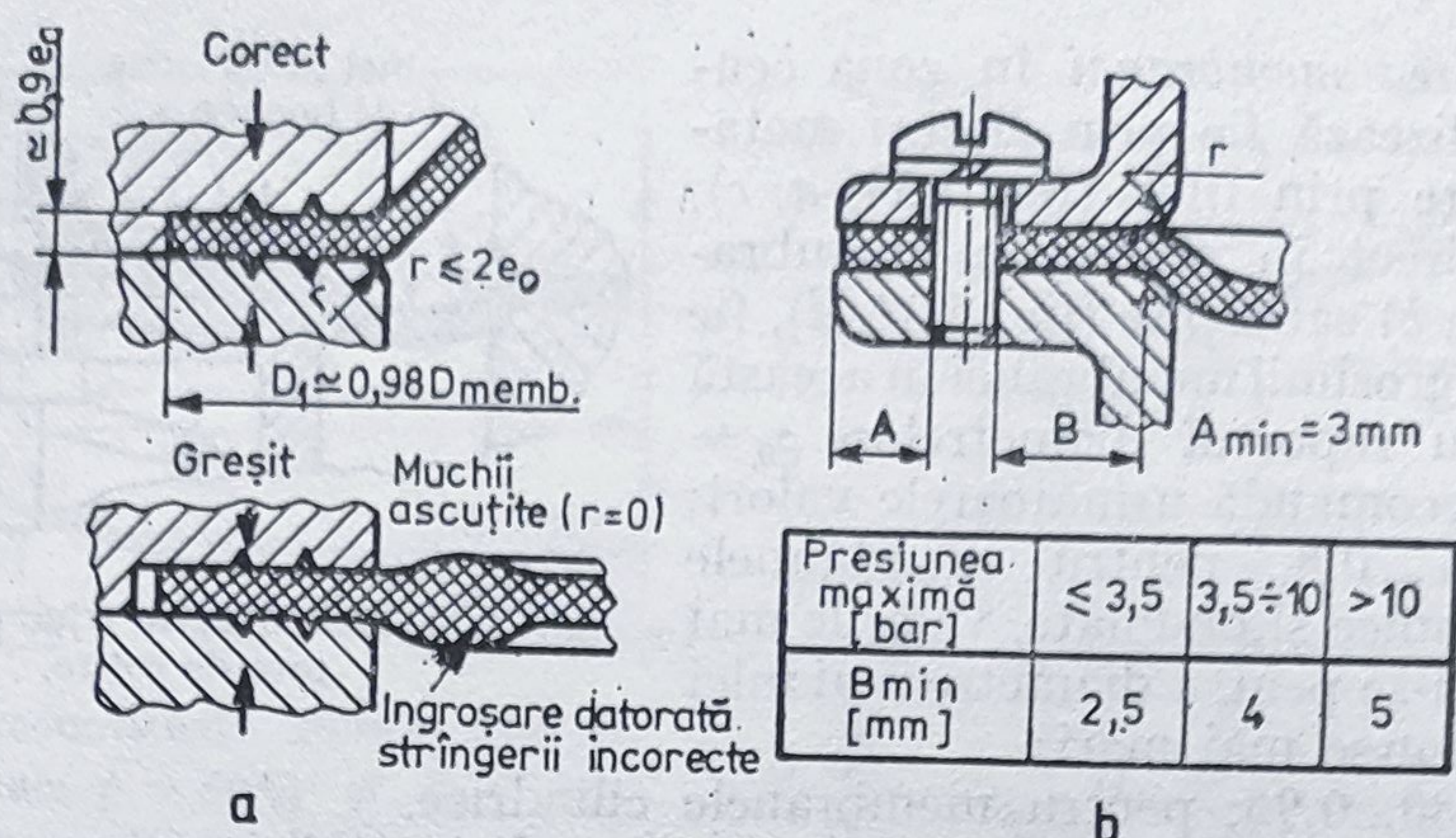


Fig. 5.36. Fixarea pe contur a membranelor de grosime uniformă:
a — strângere între suprafețe striate; b — strângere prin șuruburi de trecere.

strângere nu trebuie să fie prea mică, întrucît membrana realizează și etanșarea camerelor de lucru.

În condiții normale de exploatare, durabilitatea membranelor este de ordinul milioanei de cicluri. Durabilitatea este influențată de mai mulți factori, dintre care cei mai importanți sînt:

- valoarea cursei maxime (cu cît cursa va fi mai mică, cu atît solici-tările membranei vor fi mai reduse);
- presiunea maximă de lucru;
- configurația discurilor de rigidizare și carcasei (este necesar ca muchiile peste care membrana se deformează să fie rotunjite);
- condițiile de montaj, în special deplasarea concentrică a tijei față de suprafața de încastrare.

În scopul evitării curselor excesive, care ar conduce la eforturi unitare peste limitele admise, deplasarea tijei și discurilor de rigidizare trebuie limitată prin opritori mecanici, eventual reglabili.

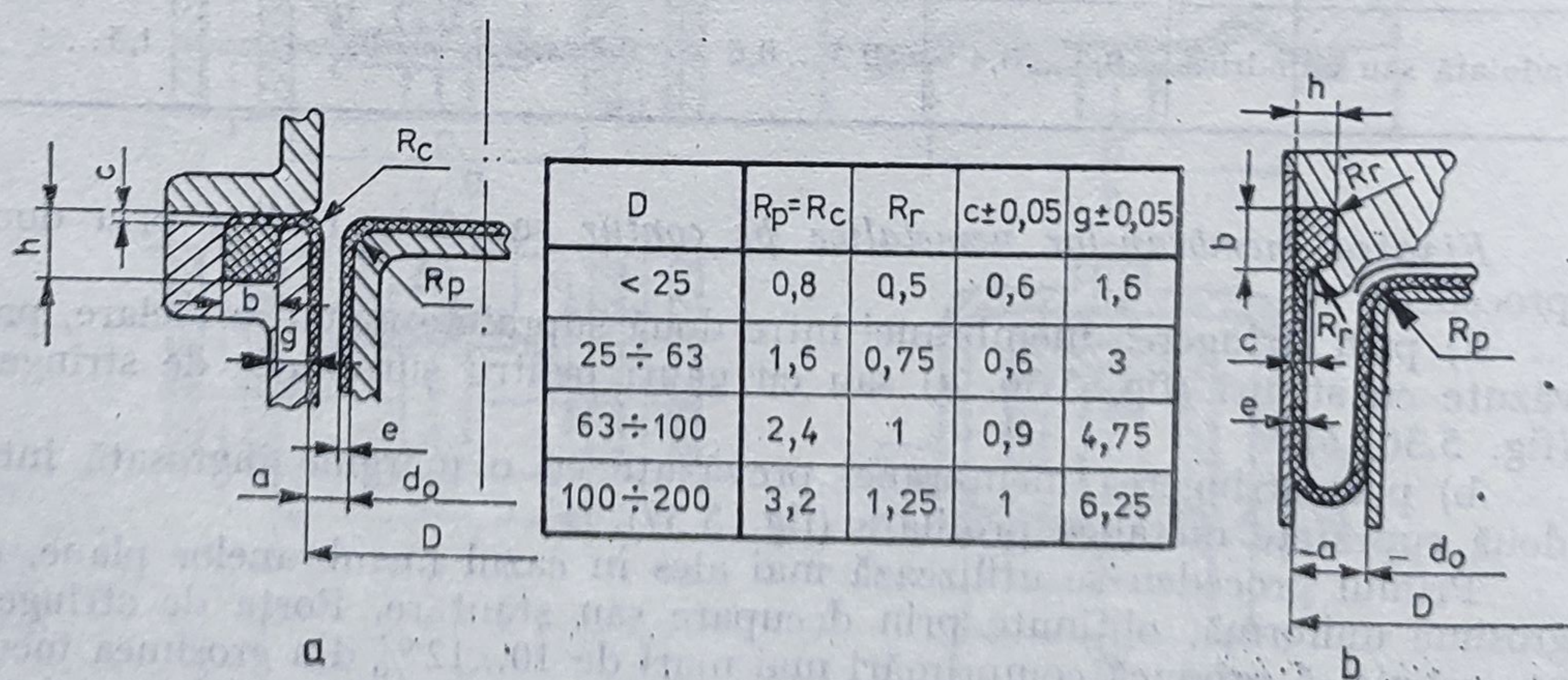


Fig. 5.37. Fixarea pe contur a membranelor profilate:
a — cu comprimare axială; b — cu comprimare radială.

Membranele nemetalice prezintă și unele dezavantaje legate, în special, de instabilitatea în timp și la variații de temperatură a proprietăților materialelor utilizate.

Membrane nemetalice plane. Pentru membranele de acest tip, avînd centrul rigidizat (fig. 5.38), caracteristica statică presiune-deformație este o curbă cubică de forma [5.25]:

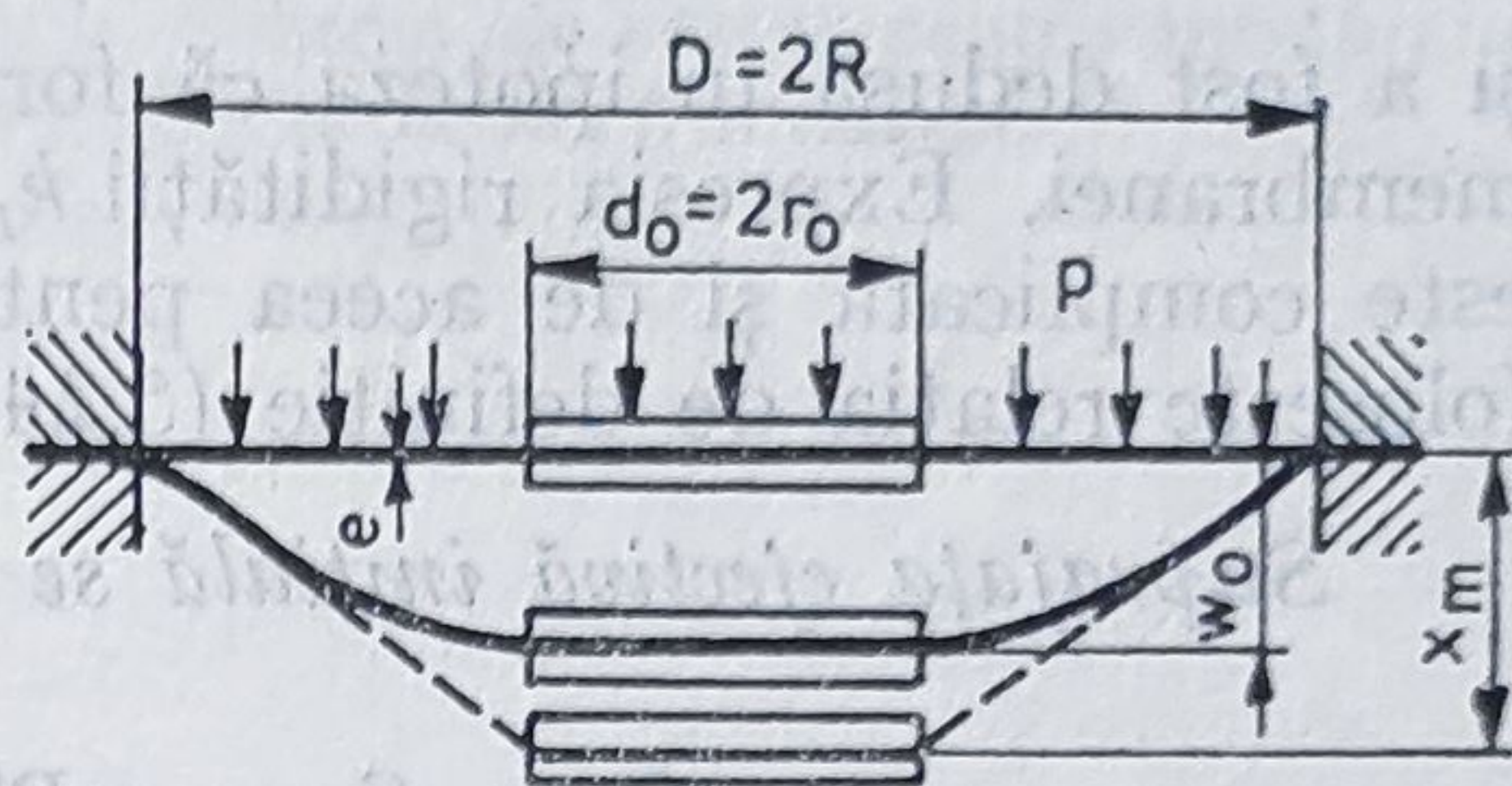


Fig. 5.38. Schemă de calcul pentru membrana nemetalică plană.

$$\frac{p R^4}{E e^4} = B_p \frac{w_0^3}{e^3} \quad (5.251)$$

în care

$$B_p = \frac{\frac{7-\mu}{3} (1 + \rho_0^2 + \rho_0^4) + \frac{(3-\mu)^2}{1+\mu} \rho_0^2}{(1-\mu)(1-\rho_0^4)(1-\rho_0^2)^2} \quad (5.252)$$

iar $\rho_0 = r_0/R$, μ — coeficientul lui Poisson și E — modulul de elasticitate. Relația (5.251) a fost dedusă considerîndu-se membrana nemetalică perfect flexibilă și încastrată pe contur.

Săgeata w la o rază oarecare ($r_0 \leq r \leq R$ sau $\rho_0 \leq \rho = r/R \leq 1$) este dată de relația

$$w = w_0 \frac{1 - \rho^2}{1 - \rho_0^2}, \quad (5.253)$$

iar rigiditatea k_p este:

$$k_p = \frac{dp}{dw_0} = \frac{3B_p E e}{R^4} w_0^2 = B_3 w_0^2 \quad (5.254)$$

Caracteristica $p(w_0)$, sub forma adimensională dată de relația (5.251) este reprezentată în fig. 5.39, pentru diferite valori ale razei relative $\rho_0 = r_0/R$ și pentru coeficientul lui Poisson $\mu = 0,5$. Se observă ușor că mărirea centrului rigidizat conduce la creșterea suprafeței efective, dar în același timp mărește rigiditatea membranei și limitează săgeata maximă.

Caracteristica forță axială-deformație are expresia [5.27]

$$F = \frac{2\pi E e}{\ln \frac{R}{r_0}} \frac{w_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{w_0}{R - r_0}\right)^2}} \times \ln \sqrt{1 + \left(\frac{w_0}{R - r_0}\right)^2} \quad (5.255)$$

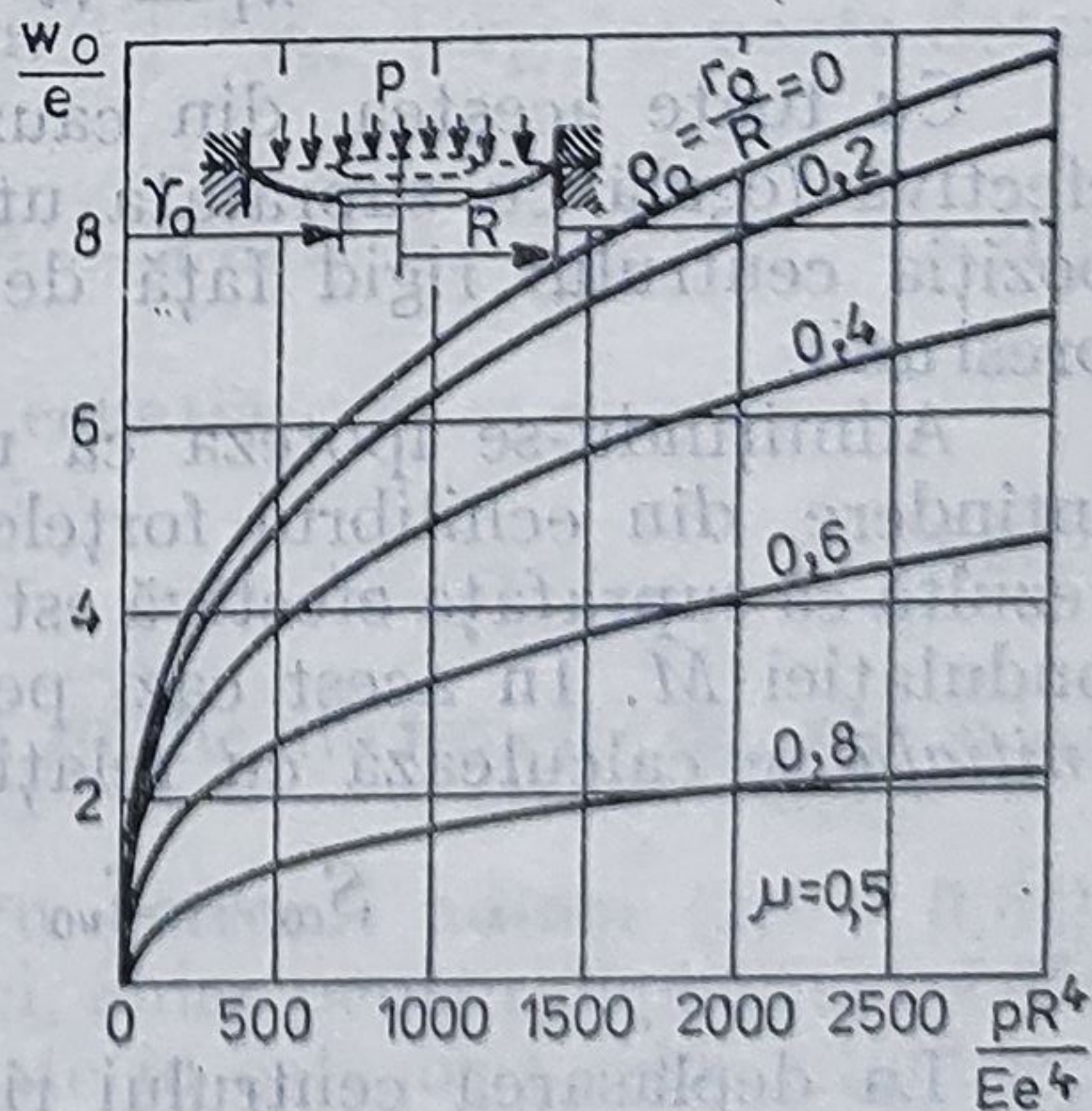


Fig. 5.39. Caracteristica $p(w_0)$ sub formă adimensională pentru diferite rapoarte r_0/R .

și a fost dedusă în ipoteza că forța exterioară este egală cu forța elastică a membranei. Expresia rigidității $k_F = dF/dw_0$ dedusă pe baza formulei (5.255) este complicată și de aceea pentru determinarea suprafeței efective nu se folosește relația de definiție (5.243).

Suprafața efectivă inițială se calculează cu relația [5.5]

$$S_{e0} = S_{u0} = \pi R^2 \frac{1 + \rho_0 + \rho_0^2}{3} = \eta_{n0} \pi R^2 \quad (5.256)$$

iar *suprafața utilă* pentru o anumită poziție x a centrului rigid are expresia [5.5]

$$S_{ux} = \frac{\pi R^2}{3} \left[1 + \rho_0 + \rho_0^2 - \frac{x(1 - \rho_0) \sqrt{4 + 7\rho_0 + 4\rho_0^2}}{\sqrt{5(x_m^2 - x^2)}} \right], \quad (5.257)$$

în care x_m este poziția fictivă a centrului rigid pentru care suprafața membranei devine teoretic tronconică (fig. 5.38). Deplasarea maximă x_m rezultă din relația (5.257), punîndu-se condiția ca pentru $x = w_0$, suprafața utilă să fie nulă.

$$x_m = w_0 \sqrt{\frac{(1 - \rho_0)^2 (4 + 7\rho_0 + 4\rho_0^2)}{5(1 + \rho_0 + \rho_0^2)^2} + 1}. \quad (5.258)$$

Relația (5.257) prezintă avantajul că permite calculul suprafeței utile fără a fi necesar să se cunoască caracteristicile materialului membranei (E și μ), dar în prealabil trebuie determinată, teoretic sau experimental, o pereche de valori $p - w_0$.

Membrane nemetalice ondulate. La membranele de acest tip, centrul rigid se poate deplasa pe un anumit interval ($\pm x_1$ față de poziția neutră), fără a întâmpina din partea membranei o rezistență semnificativă (fig. 5.40). Limita teoretică a domeniului pe care rigiditatea membranei este neglijabilă depinde de raportul $\rho_0 = r_0/R$ și de lungimea undulației l în planul meridian

$$x_1 = \sqrt{l^2 - a^2} = \sqrt{l^2 - (R - r_0)^2}. \quad (5.259)$$

Cu toate acestea, din cauza modificării profilului undulației, suprafața efectivă (egală cu suprafața utilă) nu rămîne constantă, depinzînd, atît de poziția centrului rigid față de poziția neutră, cît și de mărimea și sensul presiunii.

Admițîndu-se ipoteza că materialul membranei este solicitat numai la întindere, din echilibrul forțelor care acționează pe centrul rigid (fig. 5.40) rezultă că suprafața efectivă este egală cu suprafața cercului ce trece prin vîrfurile undulației M . În acest caz, pentru poziția neutră ($x = 0$) *suprafața efectivă inițială* se calculează cu relația

$$S_{e0} = S_{u0} = \pi R_{e0}^2 = \pi R^2 \frac{(1 + \rho_0)^2}{4} \quad (5.260)$$

La deplasarea centrului rigid în sensul presiunii, suprafața efectivă se micșorează, iar la deplasarea în sens invers presiunii — crește. Totodată, se observă că pentru valori diferite ale presiunii suprafața efectivă este diferită dacă lungimea undulației se modifică.

și a fost dedusă în ipoteza că forța exterioară este egală cu forța elastică a membranei. Expresia rigidității $k_F = dF/dw_0$ dedusă pe baza formulei (5.255) este complicată și de aceea pentru determinarea suprafeței efective nu se folosește relația de definiție (5.243).

Suprafața efectivă inițială se calculează cu relația [5.5]

$$S_{e0} = S_{u0} = \pi R^2 \frac{1 + \rho_0 + \rho_0^2}{3} = \eta_{n0} \pi R^2 \quad (5.256)$$

iar *suprafața utilă* pentru o anumită poziție x a centrului rigid are expresia [5.5]

$$S_{ux} = \frac{\pi R^2}{3} \left[1 + \rho_0 + \rho_0^2 - \frac{x(1 - \rho_0) \sqrt{4 + 7\rho_0 + 4\rho_0^2}}{\sqrt{5(x_m^2 - x^2)}} \right], \quad (5.257)$$

în care x_m este poziția fictivă a centrului rigid pentru care suprafața membranei devine teoretic tronconică (fig. 5.38). Deplasarea maximă x_m rezultă din relația (5.257), punîndu-se condiția ca pentru $x = w_0$, suprafața utilă să fie nulă.

$$x_m = w_0 \sqrt{\frac{(1 - \rho_0)^2 (4 + 7\rho_0 + 4\rho_0^2)}{5(1 + \rho_0 + \rho_0^2)^2} + 1}. \quad (5.258)$$

Relația (5.257) prezintă avantajul că permite calculul suprafeței utile fără a fi necesar să se cunoască caracteristicile materialului membranei (E și μ), dar în prealabil trebuie determinată, teoretic sau experimental, o pereche de valori $p - w_0$.

Membrane nemetalice ondulate. La membranele de acest tip, centrul rigid se poate deplasa pe un anumit interval ($\pm x_1$ față de poziția neutră), fără a întâmpina din partea membranei o rezistență semnificativă (fig. 5.40). Limita teoretică a domeniului pe care rigiditatea membranei este neglijabilă depinde de raportul $\rho_0 = r_0/R$ și de lungimea undulației l în planul meridian

$$x_1 = \sqrt{l^2 - a^2} = \sqrt{l^2 - (R - r_0)^2}. \quad (5.259)$$

Cu toate acestea, din cauza modificării profilului undulației, suprafața efectivă (egală cu suprafața utilă) nu rămîne constantă, depinzînd, atît de poziția centrului rigid față de poziția neutră, cît și de mărimea și sensul presiunii.

Admițîndu-se ipoteza că materialul membranei este solicitat numai la întindere, din echilibrul forțelor care acționează pe centrul rigid (fig. 5.40) rezultă că suprafața efectivă este egală cu suprafața cercului ce trece prin vîrfurile undulației M . În acest caz, pentru poziția neutră ($x = 0$) *suprafața efectivă inițială* se calculează cu relația

$$S_{e0} = S_{u0} = \pi R_{e0}^2 = \pi R^2 \frac{(1 + \rho_0)^2}{4} \quad (5.260)$$

La deplasarea centrului rigid în sensul presiunii, suprafața efectivă se micșorează, iar la deplasarea în sens invers presiunii — crește. Totodată, se observă că pentru valori diferite ale presiunii suprafața efectivă este diferită dacă lungimea undulației se modifică.

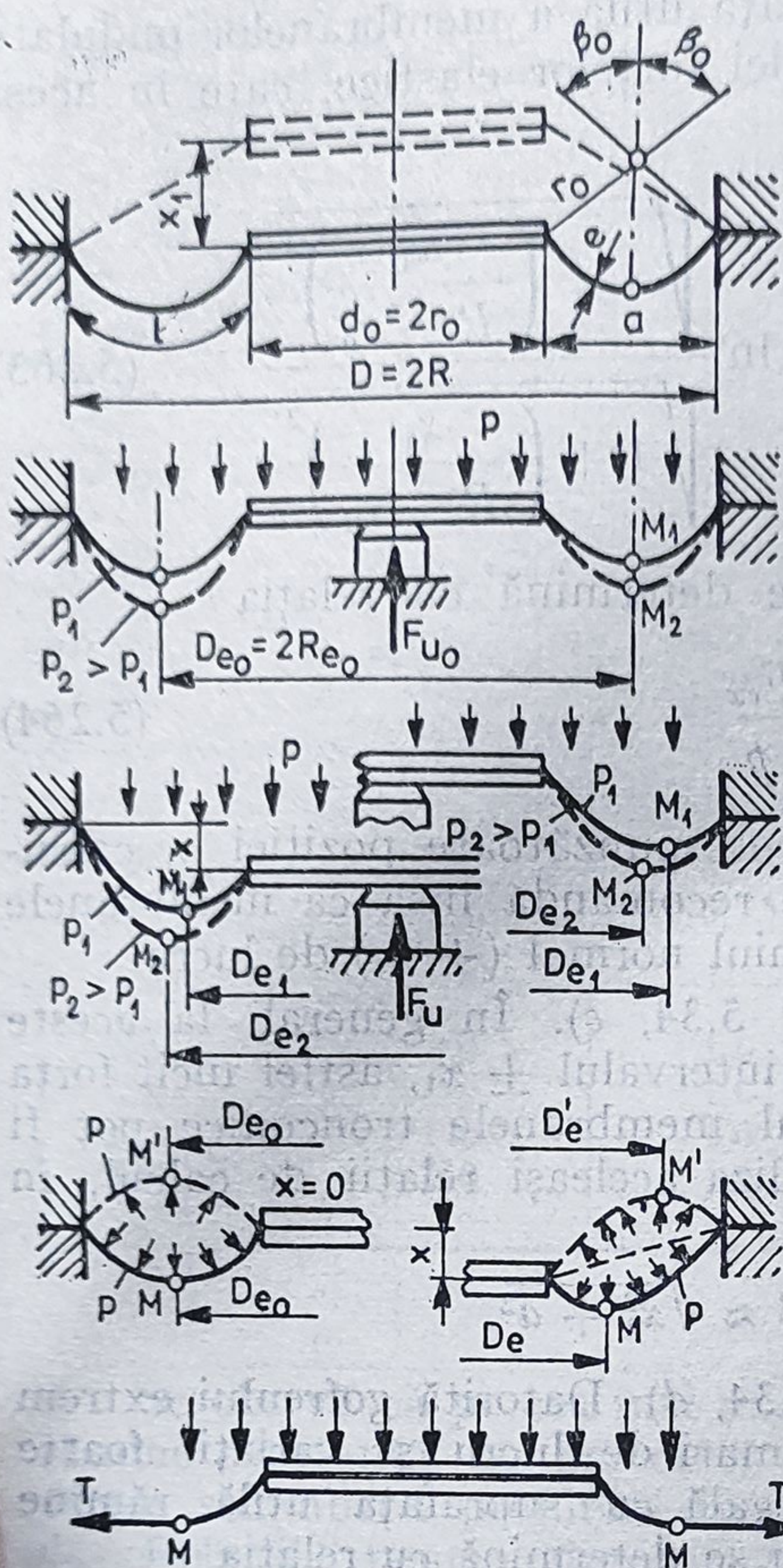
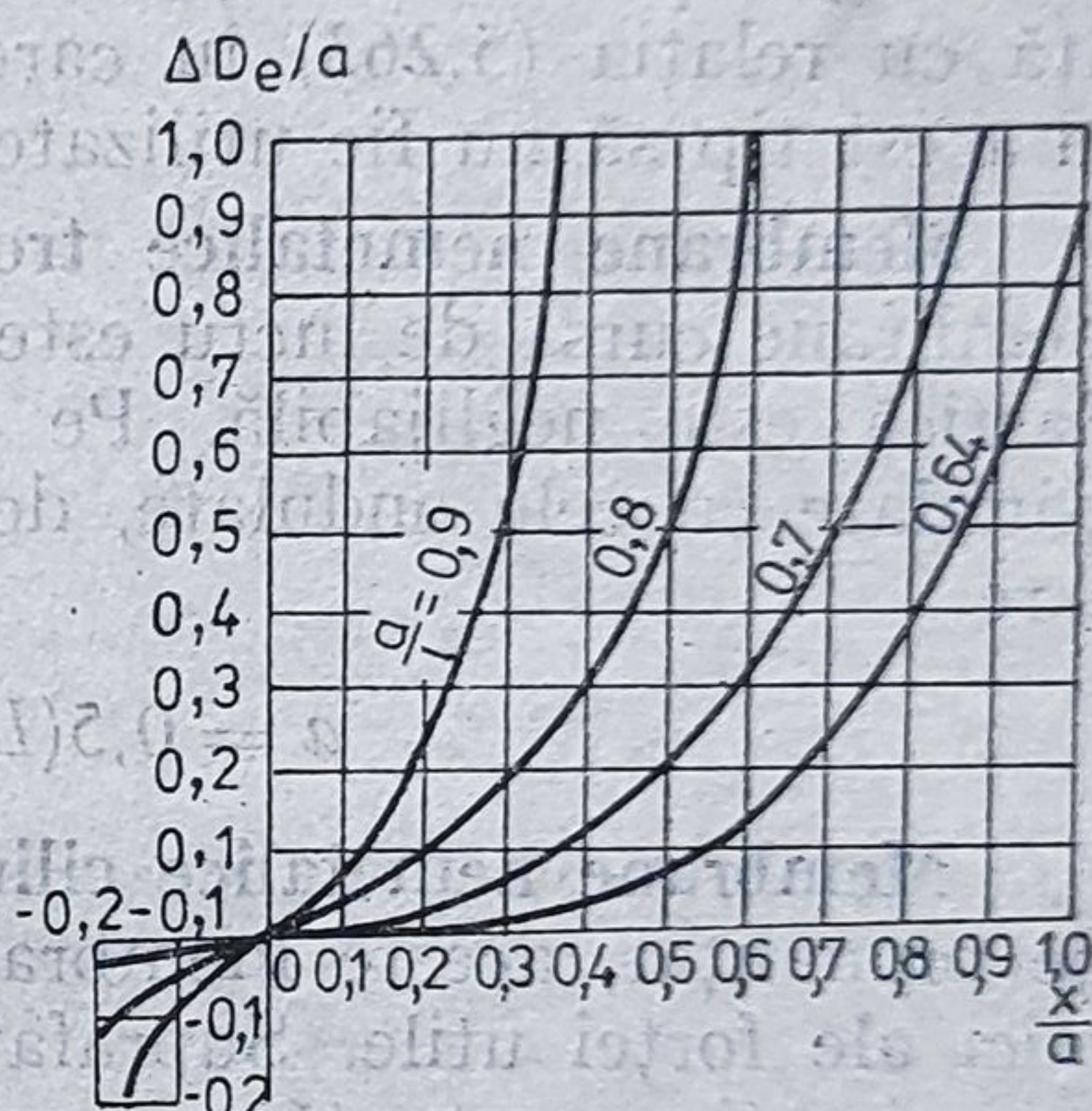


Fig. 5.40. Schema de calcul pentru membrana nemetalică ondulată.

Fig. 5.41. Diagramele $\Delta D_e/a$ în funcție de x/a și $1/a$.



Pentru membranele nemetalice cu inserții de întărire, admitându-se că într-un plan meridian ondulația rămâne un arc de cerc de lungime constantă ($l = \text{const.}$), pentru orice poziție a centrului rigid în domeniul $(-x_1, +x_1)$, se poate determina diametrul efectiv cu relația [5.28]

$$D_e = D_{e0} - \Delta D_e = \frac{D + d_0}{2} - x \cotg \beta \quad (5.261)$$

în care sem unghiul la centru β rezultă din ecuația

$$\frac{\sin \beta}{\beta} = \frac{\sqrt{x^2 + a^2}}{l} \quad (5.262)$$

Variația relativă $\Delta D_e/a$ este reprezentată grafic în funcție de x/a și $1/a$ în fig. 5.41.

Se observă că, în cazul membranelor cu gofreuri adânci ($a/l < 0,64$), variațiile suprafeței efective sînt mult mai mici, chiar pentru deplasări relativ mari. De obicei, aceste membrane sînt încadrate în categoria celor cilindrice. Schimbarea sensului de acționare a presiunii produce modificarea bruscă a suprafeței efective, în special dacă centrul rigid este deplasat din poziția neutră (fig. 5.40).

La deplasări mai mari decât x_1 , suprafața utilă a membranelor ondulate se mișcorează și mai mult datorită apariției forțelor elastice, care în acest caz se calculează cu relația [5.27]

$$F_e = \frac{2\pi Ee}{\ln \frac{R}{r_0}} \frac{w_0}{\sqrt{1 + \left(\frac{w_0}{R - r_0}\right)^2}} \ln \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{w_0}{R - r_0}\right)^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{x_1}{R - r_0}\right)^2}} \quad (5.263)$$

Pentru $x_1 < x \leq w_0$ suprafața utilă se determină cu relația

$$S_u = \pi r_0^2 - \frac{F_{ex}}{p} \quad (5.264)$$

unde F_{ex} reprezintă forța elastică axială corespunzătoare poziției x , calculată cu relația (5.263) în care $w_0 \rightarrow x$. Se recomandă însă ca membranele de acest tip să nu fie utilizate peste domeniul normal ($\pm x_1$) de lucru.

Membrane nemetalice tronconice (fig. 5.34, c). În general, la aceste membrane cursa de lucru este cuprinsă în intervalul $\pm x_1$, astfel încât forța elastică este neglijabilă. Pe acest interval membranele tronconice pot fi asimilate cu cele ondulate, deci se pot utiliza aceleași relații de calcul, în care

$$a = 0,5(D - d_0) \quad l \approx \sqrt{x_1^2 + a^2}.$$

Membrane nemetalice cilindrice (fig. 5.34, d). Datorită gofreului extrem de pronunțat, aceste membrane au curse mari de lucru și variații foarte mici ale forței utile. Suprafața efectivă, egală cu suprafața utilă, rămâne aproximativ constantă pe cursa de lucru și se determină cu relația

$$S_e = S_u = \pi R_e^2 = \pi R^2 \frac{(1 + \rho_0)^2}{4} = \eta_n \pi R^2 = \text{const.} \quad (5.265)$$

Membranele cilindrice și cele tronconice înalte avînd raportul $l/a > \pi/2$ se mai numesc și membrane rulante.

În tabelul 5.23 sînt prezentate dimensiunile principale pentru membranele tronconice rulante din fig. 5.42, a, produse de Bellofram Corp.

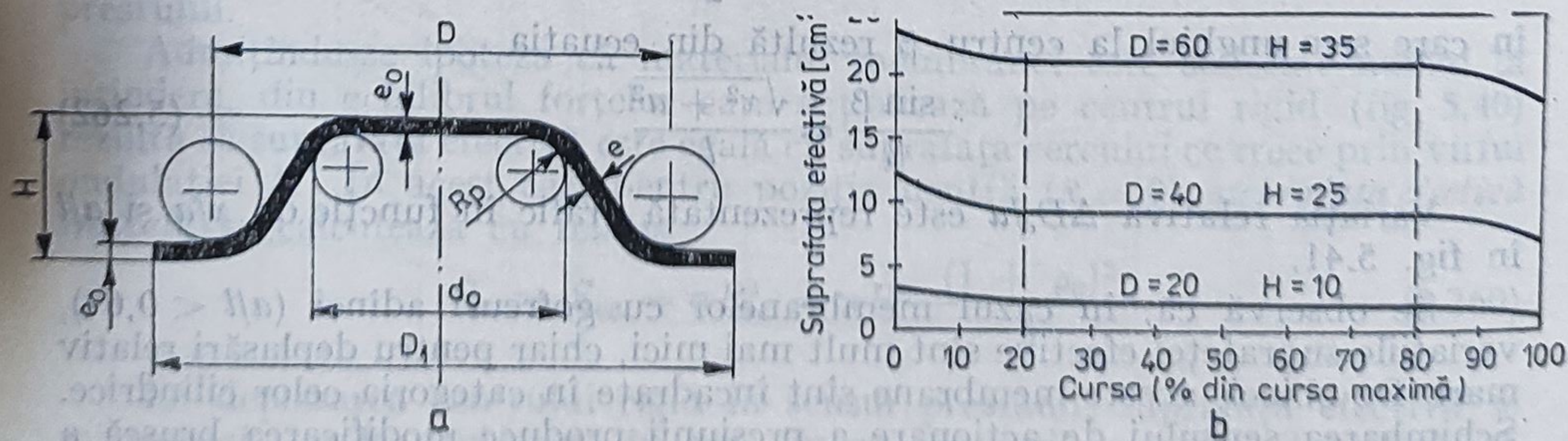


Fig. 5.42, Membrana tronconică rulantă:

a — dimensiuni constructive; b — variația suprafeței efective în funcție de cursă.

Tabelul 5.20

Diametrul de încastrare D [mm]	Diametrul pistonului d_0 [mm]	Grosimea $e = e_0$ [mm]	Înălțimea H [mm]			Diametru exterior D_1 [mm]	Suprafața efectivă S_e [cm ²]
20	14	0,5	—	—	10	40	2,26
25	17	0,5	—	10	15	45	3,46
35	25	0,5	10	15	22	60	7,06
40	28	0,5	10	18	25	65	9,07
45	33	0,5	10	20	25	70	11,93
50	36	0,5	10	20	30	75	14,51
60	46	0,5	15	25	35	80	22,05
70	50	0,75	15	25	40	105	28,26
90	70	0,75	25	35	55	130	50,24
100	80	0,75	25	40	60	140	63,83
110	80	1,0	25	40	65	160	70,84
120	90	1,0	25	50	75	170	86,54
140	110	1,0	30	55	90	190	122,65
150	120	1,0	30	60	90	200	143,06

Se observă că pe cea mai mare parte a cursei (60 %), suprafața efectivă rămâne constantă, iar pe restul cursei, variațiile sînt relativ mici și se datoresc schimbării profilului membranei de la forma U la cea tronconică.

Relațiile pentru dimensionarea membranelor rulante tronconice sau cilindrice sînt prezentate în tabelul 5.24.

Tabelul 5.24

Tipul membranei	Relația de calcul										
Tronconică (fig. 5.42)	$H = \frac{s_{max}}{2} + 2 R_p + 1,56 a + e_0 + z$ $a = \frac{D - d_0}{2}; z - \text{coeficient de siguranță}$										
	<table><tr><td>$\frac{D}{z}$</td><td>< 25</td><td>$25 \dots 60$</td><td>$61 \dots 100$</td><td>100</td></tr><tr><td></td><td>1,5</td><td>2,5</td><td>3</td><td>3,5</td></tr></table>	$\frac{D}{z}$	< 25	$25 \dots 60$	$61 \dots 100$	100		1,5	2,5	3	3,5
$\frac{D}{z}$	< 25	$25 \dots 60$	$61 \dots 100$	100							
	1,5	2,5	3	3,5							
Ondulată sau cilindrică (fig. 5.34 b)	$H = \frac{s_{max}}{4} + \frac{a}{2} + R_p + e_0$										

5.4.4.5. Subprogramul de calcul SPMP

Pe baza relațiilor prezentate în § 5.4.4.4, pentru *membranele nemetalice plane* cu centrul rigidizat a fost realizat subprogramul SPMP, care permite calculul caracteristicilor statice presiune-deformație $p = p(w_0)$, forță concentrată-deformație $F_e = F_e(w_0)$, rigiditate-deformație $k_p = k_p(w_0)$ și suprafața utilă-deplasare centru rigidizat $S_{ux} = S_{ux}(x)$.

Datele inițiale necesare subprogramului SPMP sînt prezentate în tabelul 5.25.

Tabelul 5.25

Parametrul	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valoarea numerică exemplul pentru 5.8
Raza de încăstrare, R	m	R	50 E - 3
Raza discului de rigidizare, r_0	m	RZ	30 E - 3
Grosimea, e	m	EM	1.5 E - 3
Modulul de elasticitate, E	$N \cdot m^{-2}$	E	8 E 6
Coeficientul lui Poisson, μ	—	M	0.5
Presiunea relativă max., p_{max}	$N \cdot m^{-2}$	P	2.5 E 5
Numărul de intervale		NI	10

Procedura de calcul este, pe scurt, următoarea:

1° În funcție de valoarea maximă a presiunii și de numărul de intervale ales se stabilesc cele $(NI + 1)$ valori ale presiunii pentru care se calculează deformația în centru w_0 , cu relația (5.251);

2° Pentru fiecare săgeată w_0 obținută se calculează rigiditatea k_p (5.254) și forța axială concentrată F (5.255), egală cu forța elastică;

3° Pentru valoarea maximă a presiunii, se calculează deformația maximă w_{0max} și deplasarea maximă fictivă x_m (5.258);

4° Pentru cele $(NI + 1)$ poziții ale centrului rigidizat, corespunzătoare domeniului $[0, w_{0max}]$ se calculează suprafața utilă S_{ux} cu relația (5.257).

Datele furnizate de subprogramul SPMP sînt prezentate în tabelul 5.26.

Tabelul 5.26

Mărimea	Presiunea relativă, p	Deformația în centru, w_0	Rigiditatea, k_p	Forța concentrată, $F = F_e$	Poziția centrului rigid, x	Suprafața utilă, S_{ux}
Unitatea de măsură	$N \cdot m^{-2}$	m	$N \cdot m^{-3}$	N	m	m ²
Simbolul FORTRAN	P	WO	KP	FE	X	SUX

Programul principal, împreună cu subprogramul SPMP sînt prezentate în listingul 5.13.

Listing. 5.13

```

REAL M
COMMON P,E,EM,R,RZ,M,NW,NI
NR=1
NW=1
WRITE(NW,3)
3  FORMAT(5X,'NUMARUL DE INTERVALE: ')
  READ(NR,1)NI
1  FORMAT(I5)
  WRITE(NW,4)
4  FORMAT(1X,'INTRODUCETI: P,E,EM,R,RZ,M')
  READ(NR,2) P,E,EM,R,RZ,M
2  FORMAT(6F10.2)
  CALL SPMP
  STOP
  END
SUBROUTINE SPMP
REAL M,KP
COMMON P,E,EM,R,RZ,M,NW,NI
RO=RZ/R
A1=(1-M)*(1-RO**4)*(1-RO**2)**2
A2=(7-M)*(1+RO*RO+RO**4)/3
BP=(A2+(3-M)**2*RO*RO/(1+M))/A1
WRITE(NW,10)
10  FORMAT(6X,'P',10X,'WO',10X,'KP',10X,'FE')
  DP=P/NI
  P=0.
  NI1=NI+1
  DO 11 I=1,NI1
    WO=((P*R**4)/(BP*EM*E))**(1./3)
    KP=3*BP*E*EM*WO*WO/(R**4)
    A3=SQRT(1.+(WO/(R-RZ))**2)
    A4=2*3.14159*E*EM/ALOG(R/RZ)
    FE=A4*WO*ALOG(A3)/A3
    WRITE(NW,4)P,WO,KP,FE
    P=P+DP
11  CONTINUE
    SE=3.14159*R*R*(1+RO+RO*RO)/3
    WRITE(NW,1)SE,WO
1  FORMAT(//10X,'SUO=',E12.5,2X,'WO=',E12.5)
2  FORMAT(//6X,'X',10X,'SUX')
    A5=3.14159*R*R*(1-RO)*SQRT(4+7*RO+4*RO*RO)/3
    A6=(1-RO)**2*(4+7*RO+4*RO*RO)/(1+RO+RO*RO)**2/5
    XM=WO*SQRT(A6+1)
    WRITE(NW,33)XM
33  FORMAT(10X,'XM =',E12.5)
    WRITE(NW,2)
    X=0
    DX=WO/NI
    DO 12 I=1,NI1
      SUX=SE-X*A5/SQRT(5*(XM*XM-X*X))
      WRITE(NW,4) X,SUX
4  FORMAT(1X,4E12.5)
      X=X+DX
12  CONTINUE
  RETURN
  END

```


Exemplul 5.8. Pentru o membrană plană din cauciuc ($E \approx 8 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ și $\mu = 0,5$) cu centrul rigidizat, avînd dimensiunile menționate în tabelul 5.25 și supusă la o presiune maximă de 2,5 bar, rezultatele obținute prin rularea subprogramului SPMP sînt prezentate în listingul 5.14.

Listingul 5.14

NUMARUL DE INTERVALE:10

INTRODUCETI:P,E,EM,R,RZ,M

2.5E5,8.E6,1.5E-3,5.E-2,3.E-2,0.5

P	WD	KP	FE
.00000E+01	.00000E+01	.00000E+01	.00000E+01
.25000E+05	.78890E-02	.95070E+07	.78320E+02
.50000E+05	.99395E-02	.15091E+08	.14499E+03
.75000E+05	.11378E-01	.19775E+08	.20464E+03
.10000E+06	.12523E-01	.23956E+08	.25911E+03
.12500E+06	.13490E-01	.27799E+08	.30948E+03
.15000E+06	.14335E-01	.31391E+08	.35649E+03
.17500E+06	.15091E-01	.34789E+08	.40065E+03
.20000E+06	.15778E-01	.38020E+08	.44236E+03
.22500E+06	.16410E-01	.41134E+08	.48191E+03
.25000E+06	.16996E-01	.44127E+08	.51957E+03

SUO=.51313E-02 WD=.16996E-01
XM=.17665E-01

X	SUX
.00000E+01	.51313E-02
.16996E-02	.49907E-02
.33993E-02	.48461E-02
.50989E-02	.46929E-02
.67985E-02	.45250E-02
.84981E-02	.43334E-02
.10198E-01	.41033E-02
.11897E-01	.38065E-02
.13597E-01	.33782E-02
.15297E-01	.26142E-02
.16996E-01	.41910E-08

Dificultatea metodei prezentate constă în stabilirea corectă a proprietăților materialului (E, μ) din care este confecționată membrana, deoarece acestea pot varia în limite largi în funcție de compoziția cauciucului, tipul inserției de întărire și temperatura de lucru.

5.4.5. Tuburi ondulate

Tuburile ondulate, denumite și *silfoane*, sînt elemente elastice foarte sensibile care sub acțiunea unor sarcini axiale concentrate sau distribuite au deformații relativ mari în comparație cu membranele. Se execută mai ales din materiale metalice (bronz cu beriliu, bronz cu staniu, tombac pentru presiuni reduse și medii, oțel aliat pentru medii agresive, presiuni și tempe-

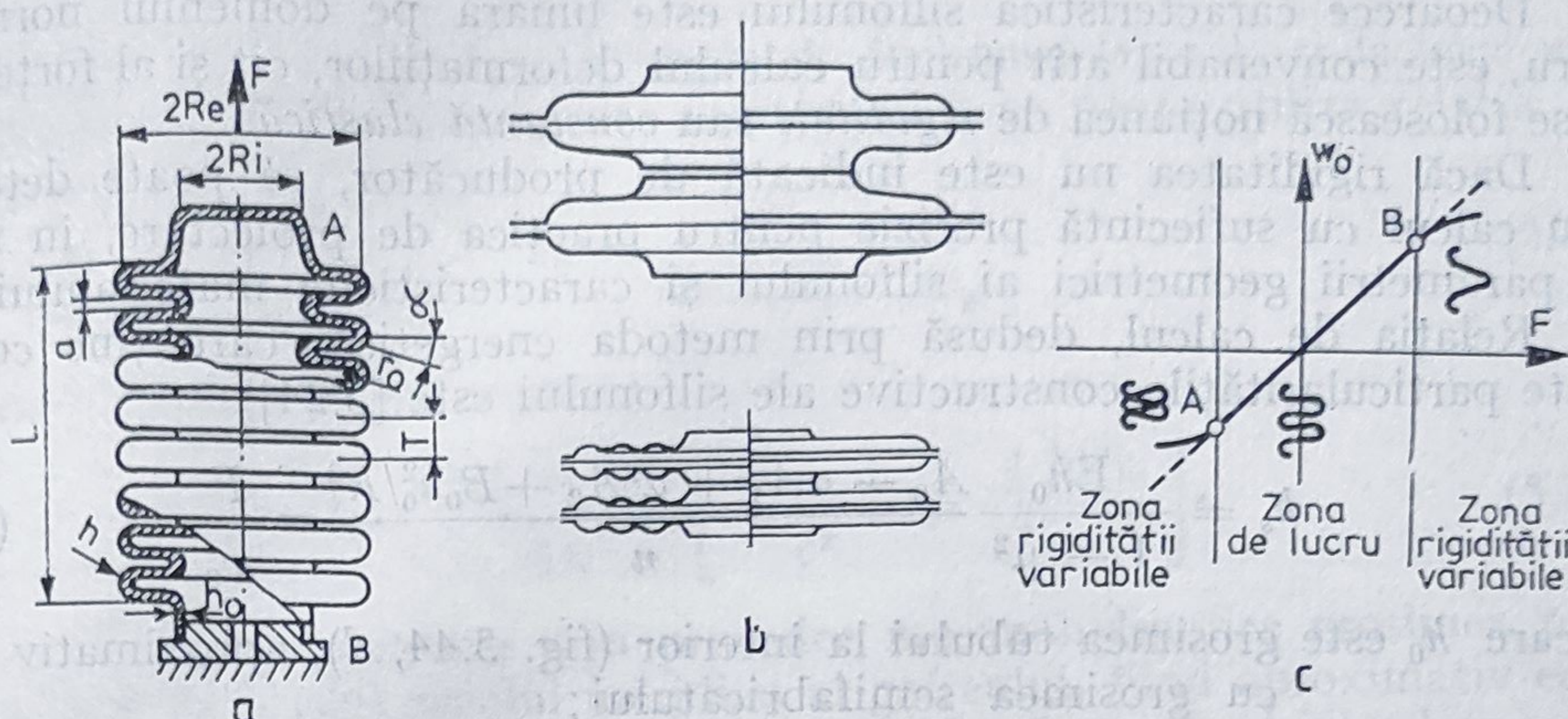


Fig. 5.43. Tuburi ondulate metalice:

a — parametrii constructivi de bază; b — silfoane obținute prin lipire sau sudare; c — caracteristica statică forță-deformație.

rături ridicate, nichel pentru dimensiuni reduse), fie dintr-o singură bucată prin deformare plastică (fig. 5.43, a), fie prin sudare, din plăci inelare plane sau ondulate (fig. 5.43, b). Prin ultimul procedeu se obțin elemente cu sensibilitate ridicată, dar rezistența mecanică și la coroziune se micșorează.

5.4.5.1. Relații de calcul

Parametrii geometrici principali ai silfoanelor și domeniile uzuale de variație sînt: diametru interior $D_i = 2R_i$ (2 ... 125 mm), diametrul exterior $D_e = 2R_e$ (3 ... 160 mm), grosimea peretelui h (0,025 ... 0,3 mm), pasul ondulelor T , raza de racordare r_0 și unghiul de înclinare α . În funcție de condițiile de funcționare ale silfonului, profilul gofreurilor se alege astfel:

- cu inflexiune (fig. 5.44, a), dacă tubul lucrează la întindere;
- cu flancuri drepte înclinate spre exterior (fig. 5.44, b), dacă tubul este solicitat la compresiune;
- cu flancuri drepte și paralele (fig. 5.44, c) dacă tubul este supus unor sarcini variabile.

Caracteristica statică a silfoanelor este liniară între anumite limite (zona A—B din fig. 5.43, c) atît în cazul sarcinilor axiale concentrate, cît și în cazul sarcinilor uniform distribuite. Limita inferioară A corespunde începutului contactului dintre onduleații, iar limita superioară B — începutului schimbării formeii gofreurilor.

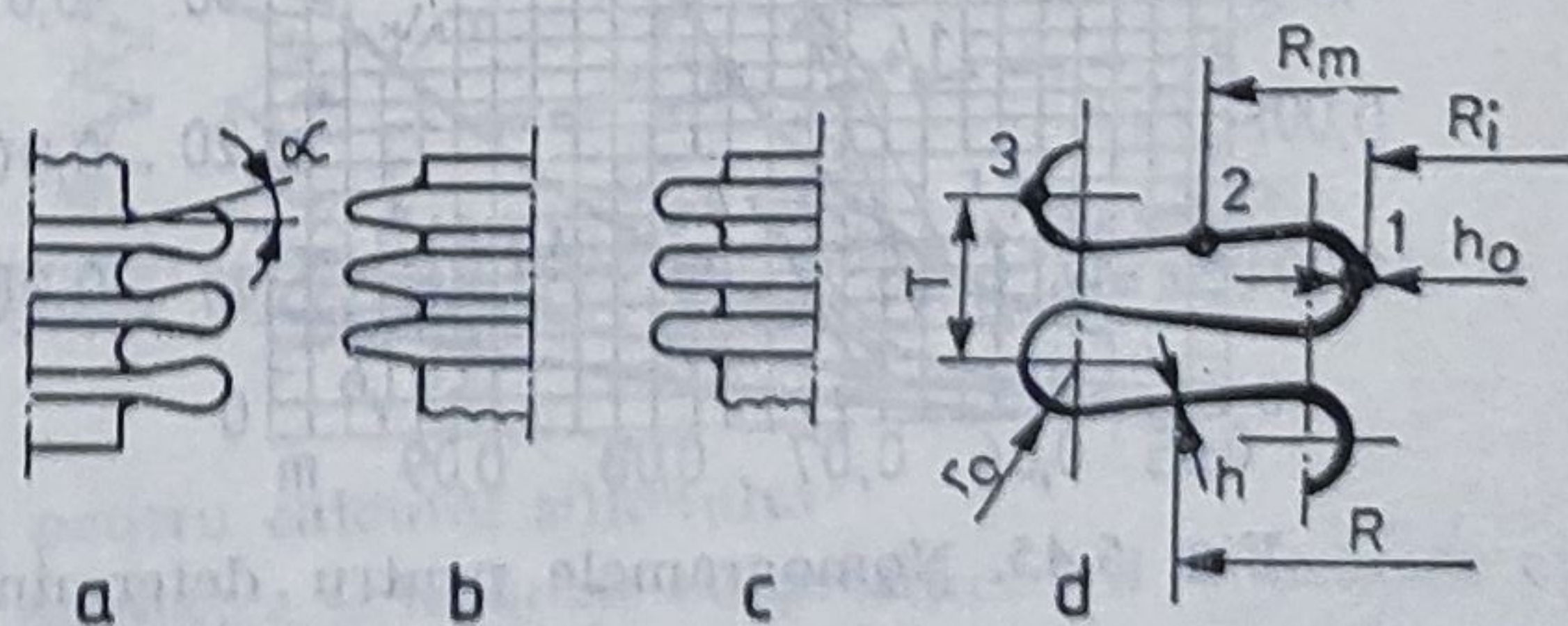


Fig. 5.44. Tipuri de gofreuri:

a — cu înclinare interioară; b — cu înclinare exterioară; c — fără înclinare ($\alpha=0$); d — variația grosimii peretelui tubului.

Deoarece caracteristica silfonului este liniară pe domeniul normal de lucru, este convenabil atât pentru calculul deformațiilor, cât și al forței utile, să se folosească noțiunea de *rigiditate* sau *constantă elastică*.

Dacă rigiditatea nu este indicată de producător, se poate determina prin calcul cu suficientă precizie pentru practica de proiectare, în funcție de parametrii geometrici ai silfonului și caracteristicile materialului.

Relația de calcul, dedusă prin metoda energetică, care ține cont de toate particularitățile constructive ale silfonului este [5.24]:

$$k_s = \frac{Eh_0}{1 - \mu^2} \frac{A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 h_0^2 / R_i^2}{n} = \frac{F}{w_0} \quad (5.266)$$

în care h_0 este grosimea tubului la interior (fig. 5.44, *d*), aproximativ egală cu grosimea semifabricatului;

E — modulul de elasticitate longitudinal;

μ — coeficientul lui Poisson;

n — numărul de gofreuri.

Coeficienții A_0 , A_1 , A_2 , și B_0 depind de doi parametri adimensionali $c = R_e/R_i$ și $m = r_0/R_i$ și sînt reprezentați sub forma unor diagrame în fig. 5.45.

Unghiul de înclinare α , care influențează puternic rigiditatea silfonului, se poate determina cu relația

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha = \frac{4r_0 - T}{2(R_e - R_i - 2r_0)} = \frac{r_0 - 0,5 a}{R_e - R_i - 2r_0} \quad (5.267)$$

Rigiditatea scade odată cu creșterea lui α de la zero la $A_1/2A_2$, după care crește cu mărirea unghiului de înclinare.

Sub forma (5.266) relația rigidității este incomodă pentru calculul automat, deoarece expresiile matematice ale coeficienților menționați nu sînt prezentate în literatura de specialitate.

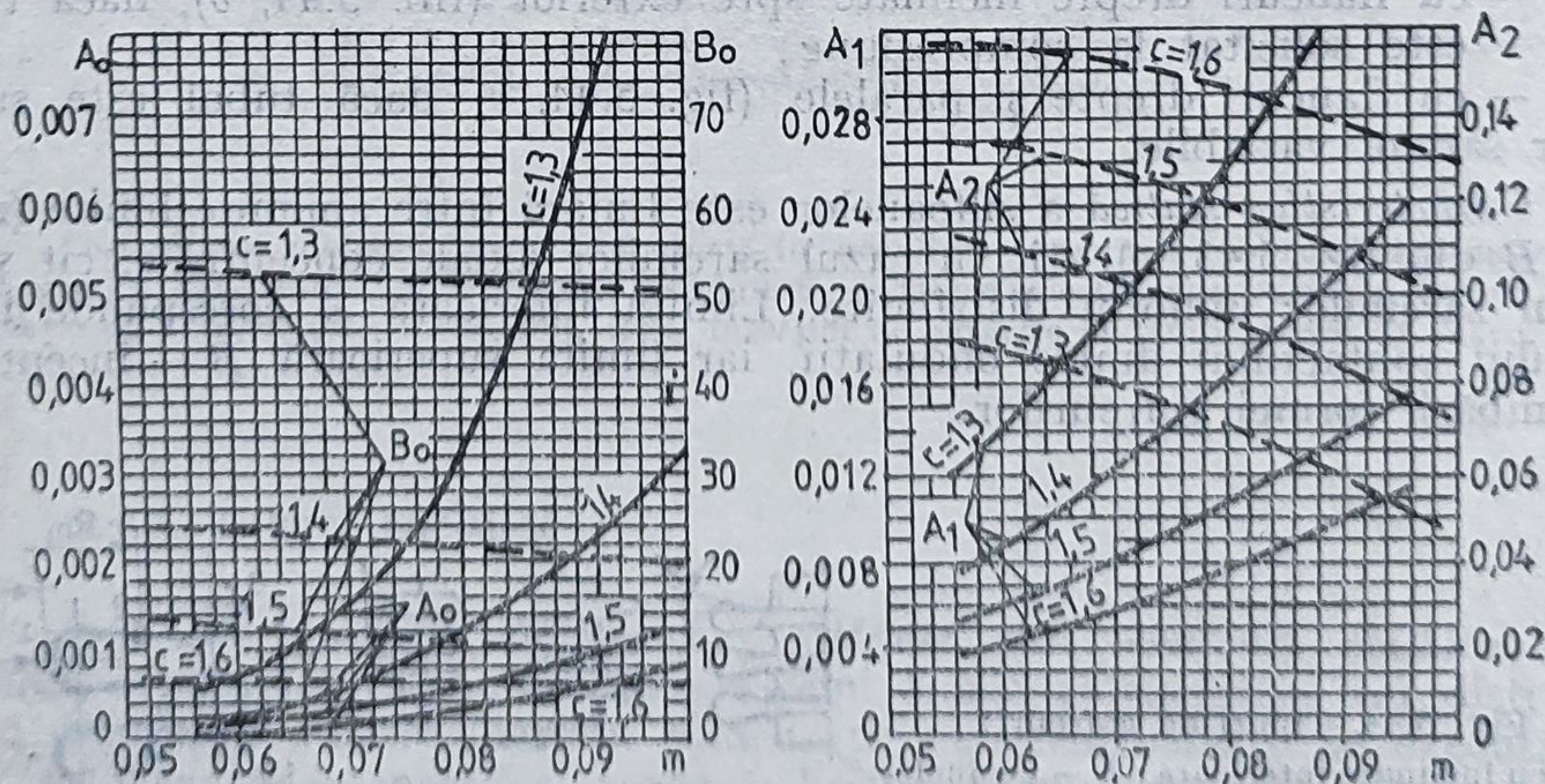


Fig. 5.45. Nomogramele pentru determinarea coeficienților A_0 , A_1 , A_2 , B_0 .

Pentru tuburile care nu au unghi de înclinare ($\alpha = 0$) și la care raza de racordare a undulațiilor r_0 este relativ mică se poate utiliza relația

$$k_s = \frac{Eh^3}{2nA_3R_e^2} = \frac{F}{w_0} \quad (5.268)$$

unde coeficientul A_3 are expresia

$$A_3 = \frac{3(1 - \mu^2)}{4\pi} \left[\frac{c^2 - 1}{c^2} - \frac{4 \ln^2 c}{c^2 - 1} \right]. \quad (5.269)$$

La silfoanele executate prin procedee mecano-hidraulice grosimea peretelui variază în lungul arcului meridian al gofreului, fiind aproximativ egală cu grosimea semifabricatului h_0 la interior (fig. 5.44, *d*) și avînd valoarea minimă la exterior. Considerîndu-se această variație de forma $h = h_0 R_i / R$, pentru trei puncte 1, 2, 3 situate la distanțele R_i , $R_m = 0,5 (R_i + R_e)$ și R_e , grosimile corespunzătoare sînt

$$h_1 = h_0; \quad h_2 = h_0 \frac{2R_i}{R_i + R_e} \quad \text{și} \quad h_3 = h_0 \frac{R_i}{R_e}. \quad (5.270)$$

În acest caz, în relația rigidității (5.268) pentru h^3 se va folosi valoarea medie

$$h^3 = \frac{1}{3} (h_1^3 + h_2^3 + h_3^3) = \frac{h_0^3}{3} \left[1 + \left(\frac{2}{1 + c} \right)^3 + \frac{1}{c^3} \right]. \quad (5.271)$$

Caracteristica silfonului solicitat de o forță axială de întindere sau compresiune (fig. 5.46, *b*) este $F = k_s w_0$. Dacă silfonul este încărcat cu o suprapresiune p , exterioară sau interioară (fig. 5.46, *c*), se înlocuiește forța concentrată F prin forța de presiune $F_p = p S_{e0}$, unde S_{e0} reprezintă suprafața efectivă de bază calculată cu una din relațiile

$$S_{e0} = \frac{\pi}{12} (D_i^2 + D_i D_e + D_e^2) \quad (5.272)$$

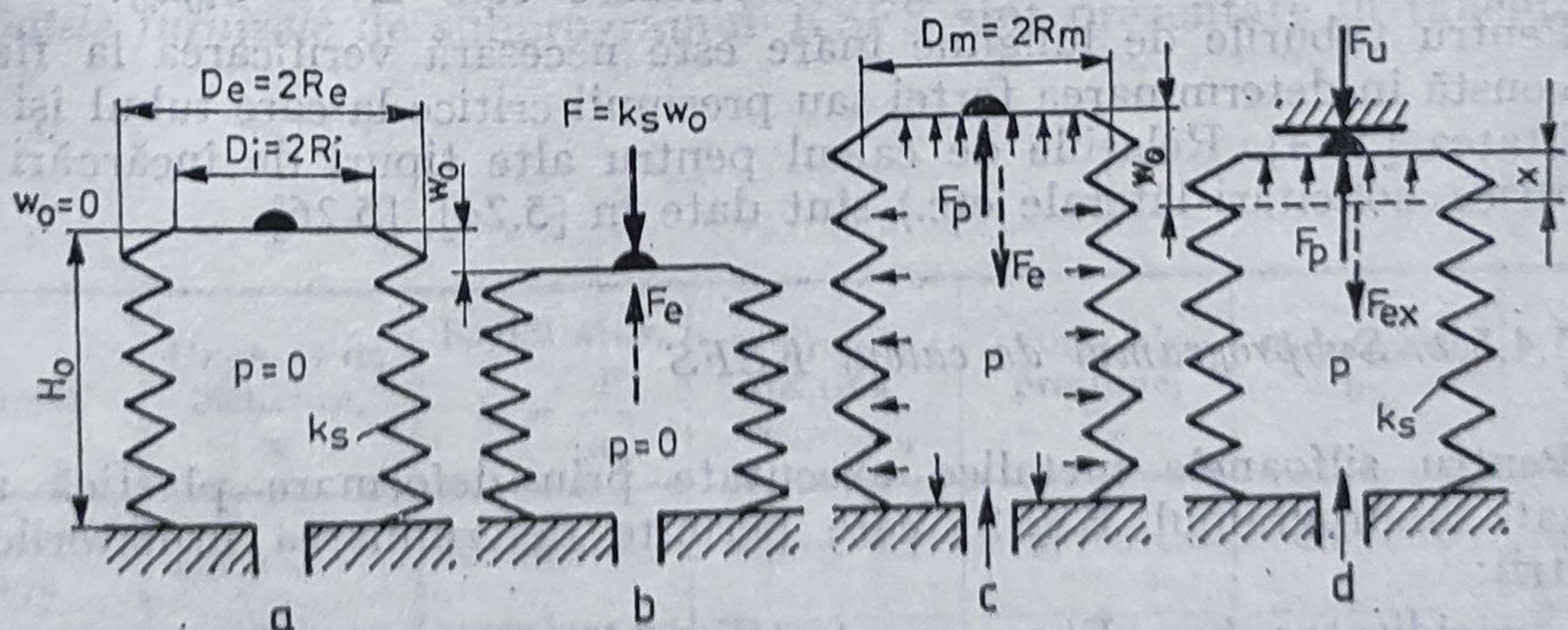


Fig. 5.46. Scheme pentru calculul silfonului:

a — neîncărcat; *b* — încărcat cu o forță axială; *c* — încărcat cu presiune; *d* — încărcat cu presiune și avînd deformația limitată.

pentru silfoane sudate, sau

$$S_{c0} = \pi R_m^2 = \frac{\pi}{4} (R_i^2 + R_e^2), \quad (5.273)$$

pentru silfoanele obținute prin deformare plastică.

Înlocuindu-se presiunea printr-o forță concentrată se ocolește problema influenței presiunii asupra fiecărui gofraj în parte și se apreciază numai efectul global al acesteia asupra silfonului. Această ipoteză nu introduce erori la determinarea caracteristicii silfonului, în schimb este inacceptabilă pentru determinarea tensiunilor.

În cazul silfoanelor suprafața efectivă rămâne aproximativ constantă pe domeniul de lucru, indiferent de sensul în care acționează diferența de presiune sau suprapresiunea. Având în vedere că și rigiditatea rămâne constantă pe domeniul normal de lucru, în practică se preferă să se exprime forța utilă dezvoltată de silfon în funcție de acești parametri, spre deosebire de membrane unde rigiditatea nu apare explicit în relația forței utile.

Pentru exemplificare se consideră schema din fig. 5.46, *d*, în care capătul liber al silfonului deplasându-se sub acțiunea suprapresiunii p , a întâlnit un reazem la distanța x , mai mică decât săgeata w_0 . Forța utilă F_u , egală cu reacțiunea din reazem, se poate exprima în mai multe moduri:

$$F_u = F_p - F_{ex} = pS_{c0} - k_s x = S_{c0}(p - p_x) = k_s(w_0 - x) = S_{ux}p \quad (5.274)$$

în care p_x reprezintă presiunea la care silfonul vine în contact cu reazemul, iar S_{ux} — suprafața utilă, care rezultă ca o funcție de x și p .

Eficiența silfonului utilizat ca element de execuție (convertor presiune-forță) se apreciază prin raportul

$$\eta = \frac{F_u}{F_p} = \frac{S_{ux}}{S_{c0}} = 1 - \frac{x}{w_0} = 1 - \frac{p_x}{p} = 1 - \varepsilon_x \quad (5.275)$$

unde $\varepsilon_x = x/w_0$ reprezintă săgeata relativă.

Variația volumului interior la deformare este $\Delta V = S_{c0}w_0$.

Pentru tuburile de lungime mare este necesară verificarea la flambaj, care constă în determinarea forței sau presiunii critice la care tubul își pierde stabilitatea [5.24]. Relațiile de calcul pentru alte tipuri de încărcări (forțe excentrice, solicitări laterale etc.) sînt date în [5.24], [5.26].

5.4.5.2. Subprogramul de calcul KSFS

Pentru silfoanele metalice executate prin deformare plastică a fost realizat subprogramul KSFS, care permite determinarea următorilor parametri:

- rigiditatea $k_s = F/w_0$, cu relația (5.268) pentru $\alpha = 0$ sau cu relația (5.266) pentru $\alpha \neq 0$;
- suprafața efectivă $S_e = S_{c0}$, cu relația (5.273);

— forța de presiune $F_p = p S_e$ și deformația $w_0 = F_p/k_s$ pentru o presiune dată;

— caracteristica $F_u = F_u(x)$, $x \in [0, w_0]$, cu relația (5.274).

Datele inițiale necesare subprogramului KSFS sînt prezentate în tabelul 5.27.

Tabelul 5.27

Parametrul	Unitatea de măsură	Simbolul FORTRAN	Valoarea numerică pentru exemplul 5.9
Raza exterioară, R_e	m	RE	39 E-3
Raza interioară, R_i	m	RI	27.6 E-3
Grosimea peretelui (semifabricatului), h_0	m	HO	0.2 E-3
Raza de racordare, r_0	m	RO	2.05 E-3
Pasul undulațiilor, T	m	T	6.4 E-3
Numărul de undulații, n	—	N	12
Modul de elasticitate, E	$N \cdot m^{-2}$	E	1 E 11
Coeficientul lui Poisson, μ	—	M	0.3
Presiunea relativă, p	$N \cdot m^{-2}$	P	0.1 E 5
Numărul de intervale	—	NI	10

Pentru $\alpha \neq 0$, din diagramele prezentate în fig. 5.45 se determină în funcție de $c = R_e/R_i$ și $m = r_0/R_i$ coeficienți A_0 , A_1 , A_2 , B_0 .

Datele furnizate de subprogramul KSFS sînt prezentate în tabelul 5.28.

Tabelul 5.28

Mărimea	Unghiul de înclinare, α	Rigiditatea, $k_s = \frac{F}{w_0}$	Suprafața efectivă, $S_e = S_{i0}$	Forța de presiune, F_p	Deformația, w_0	Forța utilă, F_u
Unitatea de măsură	rad	$N \cdot m^{-1}$	m^2	N	m	N
Simbolul	ALFA	KS	SEO	FP	WO	FU

Programul principal, împreună cu subprogramul KSFS sînt prezentate în listingul 5.15.

Listing 5.15

```

A>
A>TYPE KSFS.FOR
      REAL N,MM,M,KS
      NW=1
      NR=1
      WRITE(NW,1)
1      FORMAT(1X,'NUMARUL DE INTERVALE:')
      READ(NR,2)NI
2      FORMAT(I3)
      WRITE(NW,3)
3      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:RE,RI,HO,RO,T,N,E,M,P'/)
      READ(NR,4)RE,RI,HO,RO,T,N,E,M,P
4      FORMAT(9F8.0)
      AL=(4*RO-T)/(2*(RE-RI-2*RO))
      C=RE/RI
      MM=RO/RI
      WRITE(NW,5)C,MM,AL
5      FORMAT(6X,'C'=' ',E12.5/6X,'MM'=' ',E12.5/6X,'ALFA=' ',E12.5/)
      IF(ABS(AL).LE.1.E-5)GO TO 15
      WRITE(NW,6)
6      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:A0,A1,A2,B0'/)
      READ(NR,4)A0,A1,A2,B0
      V1=E*HO/(N*(1-M*M))
      V2=A0-AL*A1+AL**2*A2+B0*(HO/RI)**2
      KS=V1*V2
12     SEO=3.14159*(RI**2+RE**2)/4
      FP=P*SEO
      WO=FP/KS
      WRITE(NW,7)KS,SEO,FP,WO
7      FORMAT(6X,'KS=' ',E12.5/6X,'SEO=' ',E12.5/6X,'FP=' ',E12.5/
$6X,'WO=' ',E12.5/)
      WRITE(NW,8)
8      FORMAT(6X,'X',8X,'FU')
      PW=WO/NI
      WO=0.
      NI1=NI+1
      DO 10 I=1,NI1
      FU=P*SEO-KS*WO
11     WRITE(NW,11)WO,FU
      FORMAT(1X,2E12.5)
      WO=WO+PW
10     CONTINUE
      STOP
15     V3=(C*C-1)/C/C-4*ALOG(C)**2/(C*C-1)
      A3=3*(1-M*M)/12.5664
      KS=E*HO**3/(2*N*A3*RE**2)
      GO TO 12
      END

```

Exemplul 5.9. Pentru un silfon din alamă ($E = 10^{11}$ N/m² și $\mu = 0,3$) avînd dimensiunile menționate în tabelul 5.27, rezultatele obținute prin rularea subprogramului KSFS sînt prezentate în listingul 5.16.

Valoarea măsurată pentru rigiditate este $k = 3,05 \times 10^8$ N/m [5.26], ceea ce arată că metoda de calcul are o precizie satisfăcătoare pentru practică.

Listing 5.16

```

A> *C
NUMARUL DE INTERVALE: 10
INTRODUCETI: RE, RI, HQ, RD, T, N, E, M, P
39E-3, 27.6E-3, 0.2E-3, 2.05E-3, 6.4E-3, 12., 1E11, 0.3, 0.1E5

C   = .14130E+01
MM  = .74275E-01
ALFA= .12329E+00

INTRODUCETI: A0, A1, A2, B0
8E-4, 136E-4, 1030E-4, 21.

KS= .32813E+04
SEO= .17929E-02
FP= .17929E+02
WD= .54639E-02

X      FU
.00000E+01 .17929E+02
.54639E-03 .16136E+02
.10928E-02 .14343E+02
.16392E-02 .12550E+02
.21856E-02 .10757E+02
.27320E-02 .89644E+01
.32784E-02 .71715E+01
.38248E-02 .53786E+01
.43712E-02 .35857E+01
.49175E-02 .17929E+01
.54639E-02 -.19073E-05 STOP

```

5.4.6. Structuri de elemente elastice

În construcția echipamentelor pneumatice de automatizare, elementele elastice prezentate sînt utilizate, de cele mai multe ori, în structuri de două sau mai multe elemente, dispuse în *serie*, în *paralel* sau *combinat* (serie-paralel cu funcționare succesivă etc.). Prin realizarea acestor structuri se urmărește mărirea sau micșorarea rigidității fără a mări gabaritul construcției, obținerea unor caracteristici neliniare adecvate scopului funcțional, compensarea variațiilor de temperatură sau neliniarităților.

Pentru cele două structuri de bază *serie* și *paralel*, relațiile de calcul sînt prezentate în tabelul 5.29.

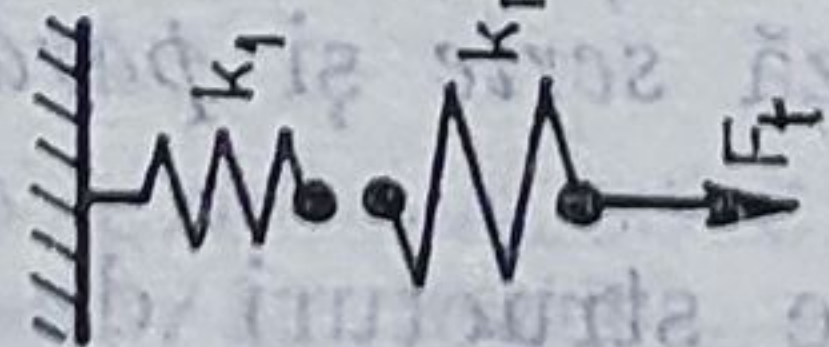
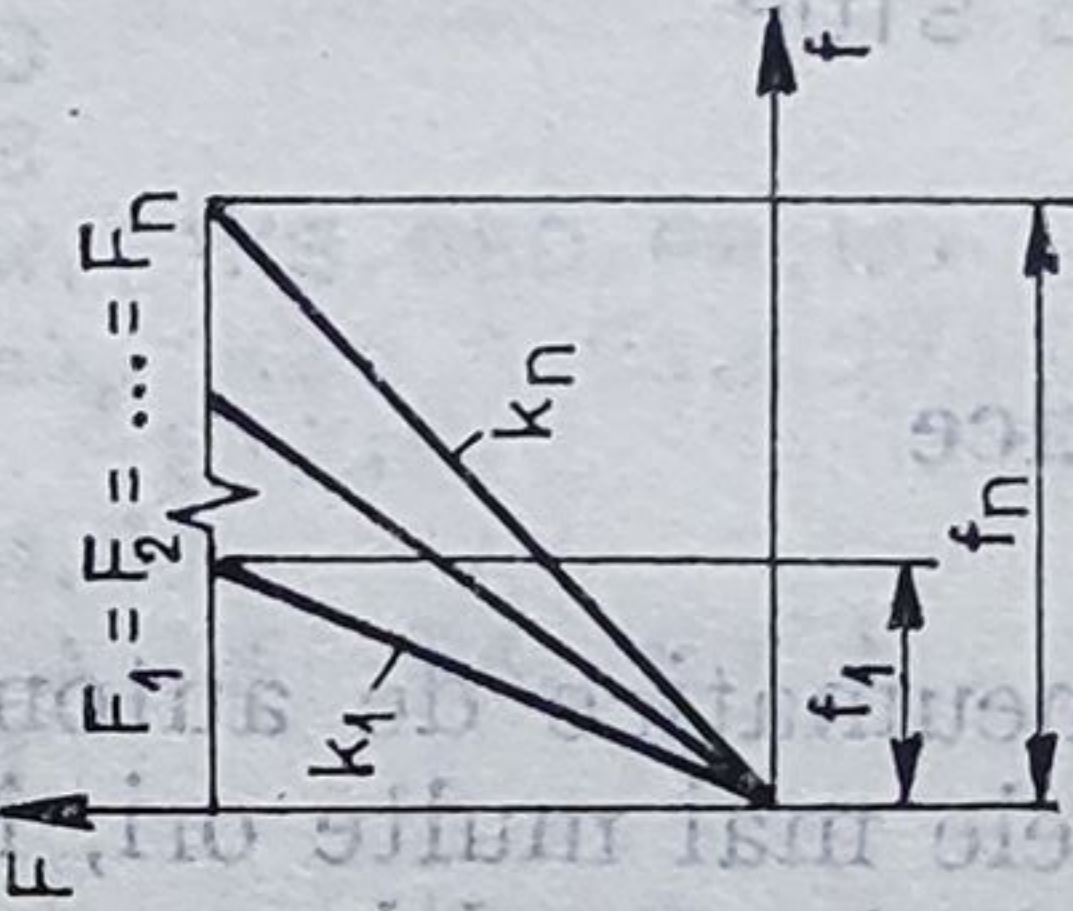
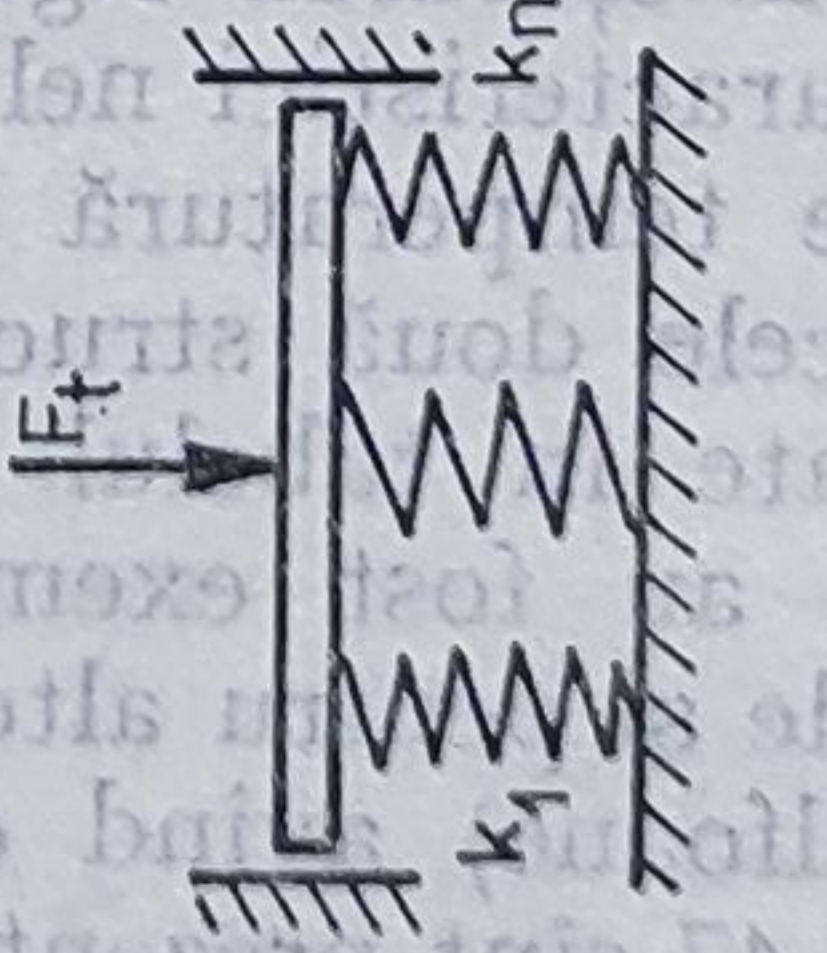
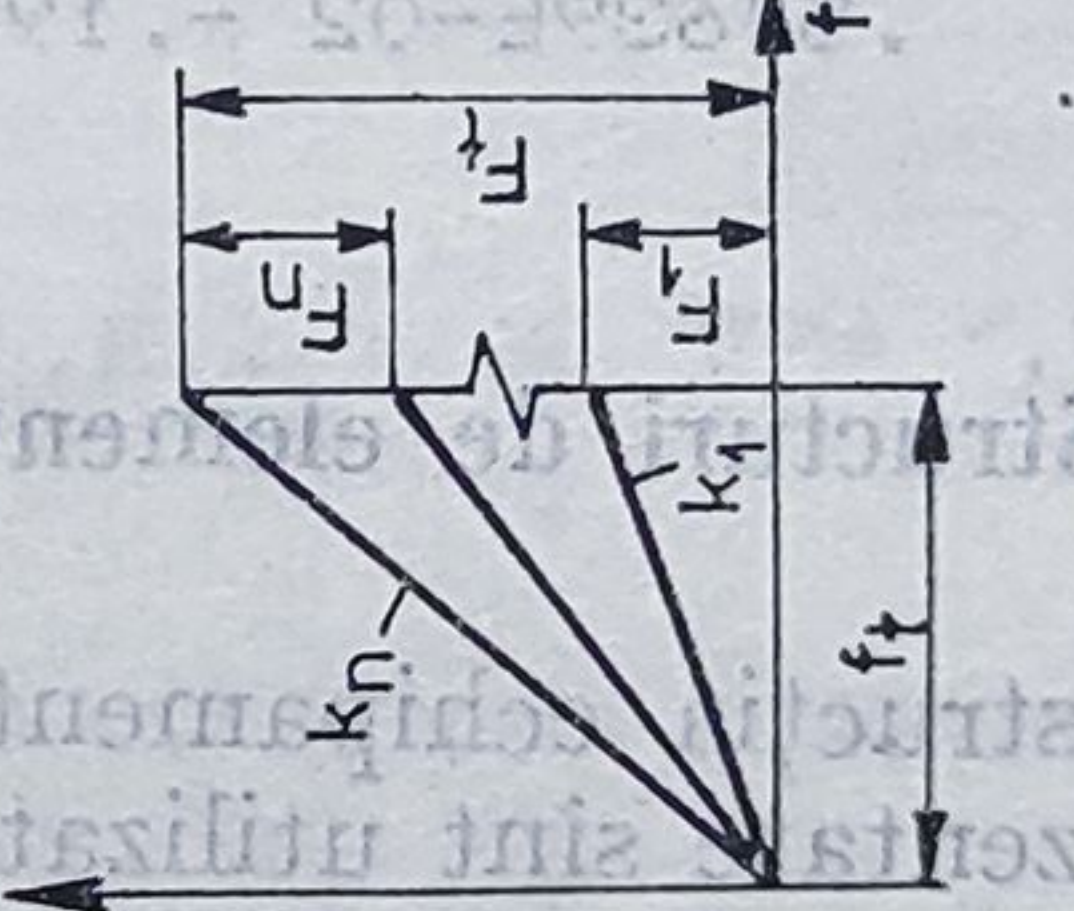
Relațiile au fost exemplificate pe structuri de arcuri elicoidale, dar rămîn valabile și pentru alte combinații de elemente elastice (arcuri cu membrane sau silfoane) avînd caracteristici liniare sau neliniare.

În fig. 5.47 sînt prezentate două combinații de tuburi ondulate montate în paralel cu arcuri elicoidale de compresiune. Constanta elastică echivalentă este $k = k_1 + k_2$, iar forța utilă pentru o anumită presiune p și poziție x este dată de relația

$$F_u = pS_{e0} - x(k_1 + k_2) = k_1(w_0 - x) - k_2x,$$

unde w_0 este săgeata corespunzătoare presiunii p .

Tabelul 5.29

Schia	Caracteristica forță-deformație	Rigiditatea echivalentă	Forța elastică și deformația totală
<p>Serie</p> 	 $F_1 = F_2 = \dots = F_n$ $\frac{1}{k_e} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}$ $\frac{1}{k_e} = \frac{1}{k_n} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}$	$F_t = F_1 = F_2 = \dots = F_n$ $f_t = f_1 + f_2 + \dots + f_n = \sum_{i=1}^n f_i$	$F_t = F_1 = F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i$ $f_t = f_1 = f_2 = \dots = f_n$
<p>Paralel</p> 	 $k_e = k_1 + k_2 + \dots + k_n = \sum_{i=1}^n k_i$	$F_t = F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i$ $f_t = f_1 = f_2 = \dots = f_n$	$F_t = F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i$ $f_t = f_1 = f_2 = \dots = f_n$

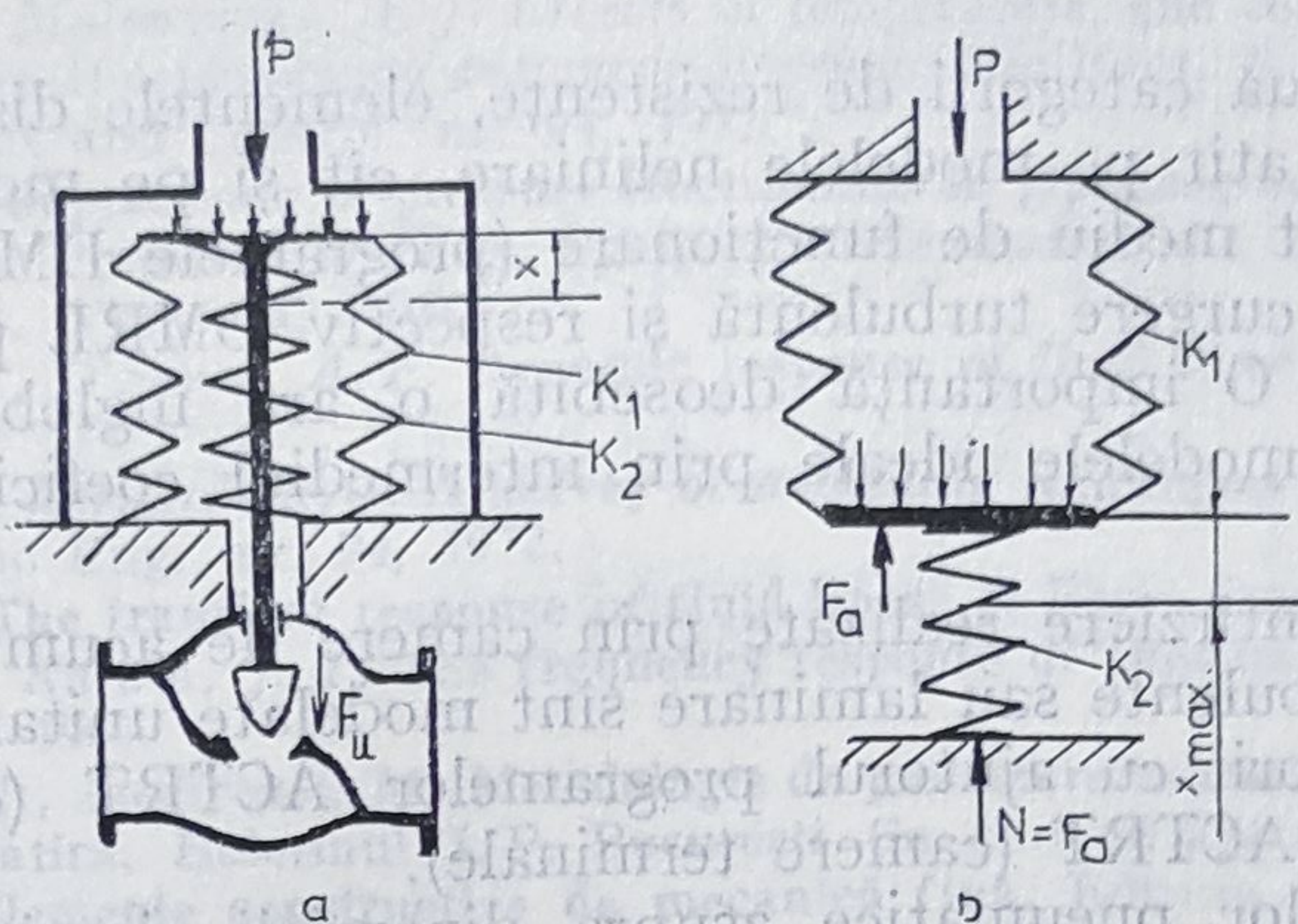


Fig. 5.47. Combinații de tuburi ondulate cu arcuri elicoidale:
a — cu arc montat interior; b — cu arc montat exterior.

Dacă deplasarea discului rigid nu este împiedicată, poziția de echilibru x_{max} corespunzătoare presiunii p se obține din relația (5.276) pentru $F_u = 0$

$$x_{max} = \frac{p S_{e0}}{k_1 + k_2} = w_0 \frac{k_1}{k_1 + k_2}, \quad (5.277)$$

iar forța elastică a arcului este

$$F_a = k_2 x_{max} = \frac{p S_{e0}}{1 + k_1/k_2} = w_0 \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}. \quad (5.278)$$

Structuri cu rigiditate variabilă după o anumită lege se pot obține utilizând arcuri elicoidale coaxiale de înălțimi diferite (fig. 5.28, a) sau arcuri lamelare cu lungime activă variabilă (fig. 5.28, b). În ultimul caz se pot utiliza șuruburi reglabile, care vor servi succesiv drept reazeme pentru arc, sau un șablon profilat.

5.5 Concluzii

Modelarea și calculul componentelor de bază ale circuitelor pneumatice au primit o atenție specială în acest capitol, justificată prin prisma a două criterii:

- unificarea tehnicilor de modelare, de altfel foarte divers prezentate în literatura de specialitate, atât pentru rezistențele, circuitele de acumulare, liniile pneumatice, cât și pentru elementele elastice din structura sistemelor pneumatice de automatizare;
- optimizarea algoritmilor de calcul și elaborarea subprogramelor de analiză asistată de calculator pentru diferitele clase de componente pneumatice.

Grupate în două categorii de rezistențe, elementele disipative pneumatice sînt analizate atît pe modelele neliniare, cît și pe modelele liniarizate în jurul unui punct mediu de funcționare (programele DMRT pentru rezistențe în regim de curgere turbulentă și respectiv DMRL pentru rezistențe în regim laminar). O importanță deosebită o are înglobarea informației experimentale în modelele ideale prin intermediul coeficienților de debit (α_{15}).

Circuitele de întîrziere realizate prin camere de acumulare alimentare prin rezistențe turbulente sau laminare sînt modelate unitar pentru calculul regimurilor tranzitorii cu ajutorul programelor ACTRT (camere intermediare) și respectiv ACTRT (camere terminale).

Influența liniilor pneumatice asupra dinamicii circuitelor pneumatice este identificată pe modelul liniarizat și programul LINIE evidențiază caracteristicile indiciale ale acestei clase de componente pneumatice.

Larg reprezentate în construcția fiecărui aparat pneumatic, elementele elastice au fost analizate prin elaborarea programelor de calcul pentru principalele caracteristici funcționale (KSMO — program pentru membrane metalice, SPMP — program pentru membrane nemetalice și KSFS program silfoane metalice).

Incluse în biblioteca de algoritmi a sistemului SIPASAP, programele menționate pot fi apelate de către utilizator și în mod autonom, în special în faza de alegere și predimensionare a sistemului pneumatic proiectat.

Bibliografie

- 5.1. *Idelcik, I. E. Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice.* Editura Tehnică, București, 1984.
- 5.2. *Zalmanzon, L. S. Components for Pneumatic Control Instruments.* Pergamon Press, Oxford, 1965.
- 5.3. *Carafoli, E., Constantinescu, V. N. Dinamica fluidelor compresibile.* Editura Academiei R.S.R., București, 1984.
- 5.4. *Andersen, B.W. The Analysis and Design of Pneumatic Systems.* John Wiley & Sons, New York, 1967.
- 5.5. *Dimitriev, N. V., Gradețkii, V. G. Osnovî pnevmoavtomatiki.* Mașinostroenie, Moskva, 1973.
- 5.6. *Demian, T., Banu, V. Micromotoare pneumatice liniare și rotative.* Editura Tehnică, București, 1984.
- 5.7. *Constantinescu, V. N., Găletușe, S. Mecanica fluidelor și elemente de aerodinamică.* Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
- 5.8. *Radcenco, V., Alexandrescu, N., Ionescu, E., Ionescu, M. Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare.* Editura Tehnică, București, 1985.
- 5.9. *Andersen, B. W., Banu, V. Metode pentru determinarea rapidă a debitului masic de aer prin rezistențe pneumatice.* În „Construcția de mașini”, nr. 3, 1976.
- 5.10. *Molle, R. Les composants hydraulique et pneumatique de l'automatique.* Dunod, Paris, 1967.
- 5.11. *Schaedel, H. M. Signal analysis of fluidic networks.* Fluidic State-of-the Art Symp., H.D.L., Pasadena, 1974.
- 5.12. *Daneshyar, H. P. One dimensional compressible flow.* Pergamon Press, Oxford, 1976.
- 5.13. *Cartianu, Gh. Analiza și sinteza circuitelor electrice.* Editura didactică și pedagogică, București, 1972.
- 5.14. *Iberall, A. S. Attenuation of oscillatory pressures in instrument lines.* Control Engineering, nr. 11, 1963.
- 5.15. *Shuder, C. B., Binder, R. C. The response of pneumatic transmission lines to step inputs* Trans. ASME, nr. 81, 1959.

Grupate în două categorii de rezistențe, elementele disipative pneumatice sînt analizate atît pe modelele neliniare, cît și pe modelele liniarizate în jurul unui punct mediu de funcționare (programele DMRT pentru rezistențe în regim de curgere turbulentă și respectiv DMRL pentru rezistențe în regim laminar). O importanță deosebită o are înglobarea informației experimentale în modelele ideale prin intermediul coeficienților de debit (α_{15}).

Circuitele de întîrziere realizate prin camere de acumulare alimentare prin rezistențe turbulente sau laminare sînt modelate unitar pentru calculul regimurilor tranzitorii cu ajutorul programelor ACTRT (camere intermediare) și respectiv ACTRT (camere terminale).

Influența liniilor pneumatice asupra dinamicii circuitelor pneumatice este identificată pe modelul liniarizat și programul LINIE evidențiază caracteristicile indiciale ale acestei clase de componente pneumatice.

Larg reprezentate în construcția fiecărui aparat pneumatic, elementele elastice au fost analizate prin elaborarea programelor de calcul pentru principalele caracteristici funcționale (KSMO — program pentru membrane metalice, SPMP — program pentru membrane nemetalice și KSFS — program silfoane metalice).

Incluse în biblioteca de algoritmi a sistemului SIPASAP, programele menționate pot fi apelate de către utilizator și în mod autonom, în special în faza de alegere și predimensionare a sistemului pneumatic proiectat.

Bibliografie

- 5.1. *Idelcik, I. E.* Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice. Editura Tehnică, București, 1984.
- 5.2. *Zalmanzon, L. S.* Components for Pneumatic Control Instruments. Pergamon Press, Oxford, 1965.
- 5.3. *Carafoli, E., Constantinescu, V. N.* Dinamica fluidelor compresibile. Editura Academiei R.S.R., București, 1984.
- 5.4. *Andersen, B.W.* The Analysis and Design of Pneumatic Systems. John Wiley & Sons, New York, 1967.
- 5.5. *Dimitriev, N. V., Gradețkii, V. G.* Osnovî pnevmoavtomatiki. Mașinostroenie, Moskva, 1973.
- 5.6. *Demian, T., Banu, V.* Micromotoare pneumatice liniare și rotative. Editura Tehnică, București, 1984.
- 5.7. *Constantinescu, V. N., Găletușe, S.* Mecanica fluidelor și elemente de aerodinamică. Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
- 5.8. *Radcenco, V., Alexandrescu, N., Ionescu, E., Ionescu, M.* Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice de automatizare. Editura Tehnică, București, 1985.
- 5.9. *Andersen, B. W., Banu, V.* Metode pentru determinarea rapidă a debitului masic de aer prin rezistențe pneumatice. În „Construcția de mașini”, nr. 3, 1976.
- 5.10. *Molle, R.* Les composants hydraulique et pneumatique de l'automatique. Dunod, Paris, 1967.
- 5.11. *Schaedel, H. M.* Signal analysis of fluidic networks. Fluidic State-of-the Art Symp., H.D.L., Pasadena, 1974.
- 5.12. *Daneshyar, H. P.* One dimensional compressible flow. Pergamon Press, Oxford, 1976.
- 5.13. *Cartianu, Gh.* Analiza și sinteza circuitelor electrice. Editura didactică și pedagogică, București, 1972.
- 5.14. *Iberall, A. S.* Attenuation of oscillatory pressures in instrument lines. Control Engineering, nr. 11, 1963.
- 5.15. *Shuder, C. B., Binder, R. C.* The response of pneumatic transmission lines to step inputs. Trans. ASME, nr. 81, 1959.

- 5.16. Franke, M. E., Malonowski, A. J. Effects of temperature, end conditions, flow and branching on the frequency response of pneumatic lines. J. Dynamic Systems Measurement and Control, nr. 94, 1972.
- 5.17. Viersma, T. J. Suppression of pressure fluctuations in pipelines Supplying hydraulic servo-systems. Preprints of IFAC Symp. on Pneumatics and Hydraulics in Automatic Control, Varşovia, 1980.
- 5.18. Oldenburger, R., D'Souza, A. F. Dynamic response of fluid lines. Trans. ASME, Ser. D, 86, 589.
- 5.19. Goodson, R. E., Leonard, R. G. A survey of modelling techniques for fluid line transients. J. Basic Eng., nr. 94, 1972.
- 5.20. Brown, F. T. The transient response of fluid lines. J. Basic Eng., nr. 84, 1962.
- 5.21. Franke, M. E., Karam, J. T. The frequency response of pneumatic lines. J. Basic Eng., nr. 89, 1967.
- 5.22. Stănescu, A. M., Atodiroaei, M. Metodologie de proiectare asistată de calculator a liniilor pneumatice. Buletinul I. P. Bucureşti (în curs de apariţie).
- 5.23. Demian, T. Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1980.
- 5.24. Demian, T., Tudor, D., Curiţa, I., Niţu, C. Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, vol. I. Editura Tehnică, Bucureşti, 1984.
- 5.25. Andreeva, L. E. Uprughie elementî privorov. Maşghiz, Moskva, 1962.
- 5.26. Ponomarev, S. D. ş.a. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. II. Editura Tehnică, Bucureşti, 1960.
- 5.27. Cosoroabă, V., Demetrescu, T., Georgescu, Gh. Acţionări pneumatice. Bucureşti, Editura Tehnică, 1971.

Analiza asistată de calculator a blocurilor funcționale pneumatice

În construcția echipamentelor de automatizare pneumatice se înregistrează tot mai pregnant tendința de modularizare constructiv-funcțională. Răspunzând acestei cerințe în prezentul capitol sînt descrise modelele, algoritmi și, respectiv, programele de analiză asistată de calculator pentru principalele module funcționale ale aparatelor pneumatice.

Programele elaborate pot fi folosite de proiectant în mod autonom, dar, în același timp, se cere menționat faptul că ele au fost concepute software modular pentru a se integra în biblioteca de algoritmi a sistemului SIPASAP.

(1) *Divizoarele pneumatice de presiune* sînt module neinerțiale. Divizoarele se întîlnesc în construcția tuturor celorlalte blocuri funcționale ca și în construcția rețelelor de distribuție a fluidelor din instalațiile industriale, pe care se montează ventilele de reglare. Realizînd interconectarea unei surse cu unul sau mai mulți receptori, funcția principală a divizoarelor pneumatice este de a controla o distribuție de presiuni între presiunea de ieșire a sursei (P_s) și presiunile de refulare (P_0).

$$P^T = (P_1, P_2, \dots, P_n) = G(A_{12}, A_{23}, \dots, A_{n, n+1})$$

(2) *Amplificatoarele pneumatice* sînt module a căror funcție constă în amplificarea semnalelor pneumatice sau mecanice:

$$K_A = \frac{\partial P_e}{\partial P_i} \quad \text{sau} \quad K_A^* = \frac{\partial F_e}{\partial F_i}$$

(3) *Servomotoare pneumatice* sînt module a căror funcție constă în efectuarea unui lucru mecanic asupra sarcinilor cuplate la ieșirile lor.

$$F_e = h(x_i)$$

Structural, divizoarele, amplificatoarele și servomotoarele pneumatice sînt formate dintr-un singur circuit pneumatic elementar și din adaptoare de impedanță mecanică de intrare și de ieșire. Aceste blocuri funcționale sînt utilizate în construcția tuturor echipamentelor de automatizare pneumatice.

6.1. Analiza și proiectarea divizoarelor pneumatice

Caracterul profund neliniar al rezistențelor pneumatice, precum și forma implicită sub care se prezintă modelul acestor componente pneumatice (5.30) fac din cuplarea, în serie, paralel sau mixt, a două sau mai multe elemente în cadrul unui divizor de presiune, o problemă complexă, rezolvabilă numai pe calculator (cu excepția divizorului simplu cu două rezistențe înseriate).

Divizoarele pot fi clasificate în următoarele categorii (fig. 6.1):

- divizoare simple;
- divizoare multiple;
- divizoare în T;
- divizoare în π .

Ca sisteme dinamice degenerate, divizoarele pneumatice sînt caracterizate printr-o dinamică neglijabilă, au o intrare mecanică și una sau mai mult ieșiri, pe convertoare ideale P/M.

Divizoarele pneumatice *nu au proprietatea de amplificare*.

Problema divizorului simplu a fost tratată în 1967 în lucrarea [6.1]. Spre deosebire de soluția propusă de B. W. Andersen, algoritmul din sistemul SIPASAP are două caracteristici specifice:

— *este transparent în raport cu regimurile de curgere*, subcritic, critic și supracritic, deoarece subrutina de calcul FNP alege corect formula corespunzătoare de debit funcție de regimul de presiuni amonte/aval pe fiecare rezistență.

— *include influența coeficienților de descărcare*, exprimați în funcție de raportul presiunilor fie analitic prin polinoame de interpolare, fie tabelar cu interpolări liniare.

În problemele de analiză care urmează, va fi folosită notația generală rezultînd din structura topologică a circuitului pneumatic. Presiunea cea mai înaltă se notează cu P_1 , iar presiunile de refulare în atmosferă cu P_n . Presiunile din punctele caracteristice, de cuplare a rezistențelor, vor purta indici în ordine crescătoare, iar debitele și ariile de trecere vor fi notate prin doi indici, în ordinea amonte/aval pe rezistența respectivă, conform sensului de curgere al gazului comprimat.

6.1.1. Divizorul simplu (fig. 6.1, a)

Circuitul pneumatic este reprezentat în fig. 6.2. Folosim notațiile din fig. 6.2 și considerăm divizorul format din două rezistențe turbulente.

Modelul matematic. Din conservarea debitului masic de fluid prin circuit rezultă:

$$\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23}$$

sau prin utilizarea expresiilor (5.35)

$$\frac{KP_1 N_{12}(P_1, P_2)}{\sqrt{T_1}} \alpha_{12} A_{12} = \frac{KP_2 N_{23}(P_2, P_3)}{\sqrt{T_2}} \alpha_{23} A_{23} \quad (6.1)$$

Procedura de calcul

1° Se calculează diametrul primei rezistențe:

$$D_1 = \sqrt{\frac{\sqrt{T}}{K} \cdot \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{M}^*}{\alpha_{12}(P_2^*/P_1)P_1 \cdot N_{12}(P_1, P_2^*)}} \quad (6.5)$$

2° Se calculează diametrul celei de a doua rezistențe:

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{\alpha_{12}(P_1, P_2^*) \cdot P_1 \cdot N_{12}(P_1, P_2^*)}{\alpha_{23}(P_2^*, P_3)P_2^*N_{23}(P_2^*, P_3)}} \quad (6.6)$$

Exemplul 6.2. Se cunosc: $P_1 = P_S = 2 \cdot 4 \cdot E5$, $P_0 = 1 \cdot E 5 \text{ Nm}^{-2}$

$ALFA_{12} = 0,9$, $ALFA_{23} = 0,84$

$P_2^* = 1.6 \cdot E5$, $\dot{M}^* = 32 \cdot E -4$

Se calculează: D_1, D_2

Din ecuația (6.5) rezultă:

$$D_1 = 4,17 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

iar din ecuația (6.6) se obține:

$$D_2 = 6,84 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

6.1.2. Divizor multiplu (fig. 6.1, o)

Într-un divizor multiplu pot fi inseriate „n” rezistențe, prima fiind alimentată la presiunea P_1 și ultima comunicînd cu atmosfera P_0 . Problema admite o generalizare elegantă, dar pentru ușurarea descrierii algoritmului va fi tratat numai divizorul multiplu cu trei rezistențe, (R R R).

Modelul matematic. Din conservarea debitului masic de fluid la trecerea prin circuit se obțin ecuațiile:

$$\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} = \dot{M}_{30}$$

În ipoteza $T_1 \approx T_2 = T$ ecuațiile de debit devin:

$$[\alpha_{12}P_1N_{12}(P_1, P_2)] \cdot D_1^2 = [\alpha_{23}P_2 \cdot N_{23}(P_2, P_3)] D_2^2 = [\alpha_{30}P_3N_{30}(P_3, P_0)] D_3^2 \quad (6.7)$$

sau:
$$\frac{\alpha_{12}P_1 \cdot N_{12}}{\alpha_{23}P_2N_{23}} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2; \quad \frac{\alpha_{23}P_2N_{23}}{\alpha_{30}P_3N_{30}} = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 \quad (6.7')$$

Introducînd funcțiile de presiune C_{12} și C_{23} , definite prin expresiile:

$$C_{12} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right) N_{12}; \quad C_{23} = \left(\frac{P_2}{P_3}\right) N_{23} \quad (6.8)$$

ecuațiile (6.7') se pot transcrie sub forma:

$$\frac{\alpha_{12}}{\alpha_{23}} C_{12} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 N_{23}; \quad \frac{\alpha_{23}}{\alpha_{12}} C_{23} = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2 N_{30} \quad (6.9)$$

Proprietatea esențială a funcțiilor $C_{i, i+1}$ constă în calitatea lor de a permite inversarea funcțiilor $N_{i, i+1}$;

$$\frac{P_{I+1}}{P_I} = \left\{ 0,5 + \sqrt[0,25 + 0,5(\kappa - 2) \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} C_{I, I+1}^2]{} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (6.10)$$

Pentru aerul comprimat ($\kappa = 1,4$) formula (6.10) devine:

$$P_{I+1} = P_I \{ 0,5 + \sqrt[0,25 + 0,067 C_{I, I+1}^2]{} \}^{3,5} \quad (6.10)$$

Expresia (6.11) are proprietăți de recurență de-a lungul lanțului de rezistență ale divizorului.

Problema 6.3. *Se cunosc:* dimensiunile rezistențelor divizorului multiplu (D_1, D_2, D_3), presiunea de alimentare P_1 și presiunea de refulare P_0 . Experimental s-au identificat coeficienții $\alpha_{12}, \alpha_{23}, \alpha_{30}$.

Se cere: calcularea presiunilor P_2 și P_3 asigurate de divizorul multiplu.

Procedura de calcul

1° Se rezolvă următoarea ecuație neliniară cu o singură necunoscută P_3 , prin subprogramul DIVM.

$$P_1 = P_3 \times \left[0,5 + \sqrt[0,25 + 0,067 \left(\frac{\alpha_{30}}{\alpha_{23}} \right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^4 N_{30}^2]{} \right]^{3,5} \times \\ \times \left[0,5 + \sqrt[0,25 + \left(\frac{\alpha_{23}}{\alpha_{12}} \right)^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{2/1,4} - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{2,4/1,4} \right]]]{} \right]^{3,5}$$

unde:

$$\frac{P_3}{P_2} = \left[0,5 + \sqrt[0,25 + 1,067 \left(\frac{\alpha_{30}}{\alpha_{23}} \right)^2 \left(\frac{D_3}{D_4} \right)^4 N_{30}^2]{} \right]^{-3,5}$$

2° Se rezolvă ecuația divizorului simplu (DIVS) pentru aflarea valorii presiunii P_2 .

$$\frac{\alpha_{12} P_1 N_{12}(P_1, P_2^*)}{\alpha_{23} P_2^* N_{23}(P_2^*, P_3)} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2$$

Programul DIVM particularizat pentru cazul a 3 rezistențe este ilustrat în listingul 6.1.

Exemplul 6.3. Date inițiale: $P_1 = 2,4E5$, $P_0 = 1,0E5$

$D_1 = 8E-4$, $P_2 = 5E-4$, $D_3 = 2E-4$ m

$\alpha_{12} = 0,84$, $\alpha_{23} = 0,8$, $\alpha_{30} = 0,9$

Date finale: $P_2 = 1,8E5$, $P_3 = 1,32 E5$ Nm⁻²

$\dot{M} = 25 E-4$ Kgs⁻¹

Listing 6.1

```

CALL RRR
STOP
END
SUBROUTINE RRR
EXTERNAL F1,F3
COMMON A1,A2,PS,P2,P0
F2(X1,X2)=3.1416*X1*X1*X2
NR=1
NW=1
WRITE(NW,1)
1  FORMAT(1X,'INTRODUCETI:D1,D2,D3,PS,P0,AL1,AL2,AL3,T'/)
2  READ(NR,2)D1,D2,D3,PS,P0,AL1,AL2,AL3,T
   FORMAT(9F8.2)
   A1=0.067*(F2(D3,AL3)/F2(D2,AL1))**2
   A2=(F2(D2,AL2)/F2(D1,AL1))**2
   CALL SOL(PS,P0,F3,1.E-4,P2)
   A1=F2(D1,AL1)
   A2=F2(D2,AL2)
   CALL SOL(PS,P2,F1,1.E-4,P1)
   DB3=0.0404*F2(D3,AL3)*P2*CN(P2,P0)/(4*SQRT(T))
   DB2=0.0404*F2(D2,AL2)*P1*CN(P1,P2)/(4*SQRT(T))
   DB1=0.0404*F2(D1,AL1)*PS*CN(PS,P1)/(4*SQRT(T))
   WRITE(NW,4)P1,P2,DB1,DB2,DB3
4  FORMAT(5X,'P1 =',E12.5/5X,'P2 =',E12.5/5X,'DB1=',E12.5/
   $5X,'DB2=',E12.5/5X,'DB3=',E12.5/)
STOP
END
FUNCTION F1(X)
COMMON A1,A2,PS,P2,P0
F1=A1*PS*CN(PS,X)-A2*X*CN(X,P2)
RETURN
END
FUNCTION F3(X)
COMMON A1,A2,PS,P2,P0
V1=0.25+A1*CN(X,P0)**2
V2=0.5+SQRT(V1)
V3=0.25+A2*(1./V2**5-1./V2**6)
F3=PS-X*(V2*(0.5+SQRT(V3))**3.5)
RETURN
END

```

Proiectarea divizorului multiplu, constă din aflarea dimensiunilor constructive ale rezistențelor (D_1, D_2, D_3), cînd se cunosc (P_s, P_0, T) și se impun P_2^*, P_3^* și debitul \dot{M}^* , care trebuie să circule prin divizor. Aceasta reprezintă o problemă directă și constituie generalizarea soluției § 6.1.1.A.

Procedura de calcul

1° Se calculează diametrul primei rezistențe:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{\dot{M}}{K} \sqrt{T} \frac{1}{\alpha_{12}(P_1, P_2^*) P_1 N_{12}(P_1, P_2^*)}} \quad (6.11)$$

2° Se calculează diametrul rezistenței intermediare

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{\alpha_{12}(P_2^*)}{\alpha_{23}(P_3^*)} \frac{P_1}{P_2^*} \frac{N_{12}(P_1, P_2^*)}{N_{23}(P_2^*, P_3^*)}} \quad (6.12)$$

3° Se calculează diametrul rezistenței terminale

$$D_3 = D_2 \sqrt{\frac{\alpha_{23}(P_3^*)}{\alpha_{30}(P_3^*)} \frac{P_2^*}{P_3^*} \frac{N_{23}(P_2^*, P_3^*)}{N_{30}(P_3^*, P_0)}} \quad (6.13)$$

6.1.3. Divizoare în T și II

Divizoare a căror structură se abate de la configurația în linie, cu rezistențe inseriate, au o sferă de aplicație mult mai particulară. Ele se întrebunțează în construcția reguletoarelor pneumatice, îndeosebi în structura regulatorului cu modificare pneumatică a benzii de proporționalitate.

Calculul divizoarelor în T și II este reductibil la primele două situații discutate în § 6.1.1 și § 6.1.2. În consecință ne vom limita numai la schițarea procedurii de analiză pe calculator, inclus în sistemul SIPASAP.

A. Divizorul de presiune în T (fig. 6.1, c)

Ecuția de conservare a debitelor masice, scrisă în punctul de ramificație, conduce la expresia:

$$\dot{M}_{12} = \dot{M}_{23} + \dot{M}_{24} \quad (6.14)$$

Înlocuind expresiile debitelor masice prin rezistențe și utilizând ipoteza $T_1 \approx T_2$, se obține modelul divizorului de presiune în T.

$$\alpha_{12}(P_2) D_1^2 P_1 N_{12}(P_1, P_2) = \alpha_{23}(P_2) D_2^2 P_2 N_{23}(P_2, P_3) + \alpha_{24}(P_2) D_4^2 P_2 N_{24}(P_2, P_4) \quad (6.15)$$

Cunoscând $P_1 = P_s$, $P_s = P_4 = P_0$, α_{12} , α_{23} , α_{24} , D_1 , D_2 , D_3 subrutina I IV T rezolvă ecuația (6.15) pentru presiunea necunoscută P_2 .

B. Divizorul de presiune în II (fig. 6.1, d)

Prin utilizarea ecuațiilor de conservare a debitelor masice de gaz, care străbat rezistențele divizorului în π , se obține modelul matematic al divizorului:

$$\dot{M}_{12} = \dot{M}_{24} + \dot{M}_{23} \quad (6.16)$$

$$\dot{M}_{24} = \dot{M}_{45}$$

Înlocuind expresiile debitelor prin rezistențele turbulente ale divizorului și ținând seama de ipoteza $T_1 \approx T_2 \approx T_3 \approx T$, ecuația (6.16) devine:

$$\alpha_{12} D_1^2 P_1 N_{12} = \alpha_{23} D_2^2 P_2 N_{23} + \alpha_{24} D_3^2 P_2 N_{24} \quad (6.17)$$

$$\alpha_{24} D_3^2 P_2 N_{24} = \alpha_{45} D_4^2 P_4 N_{45} \quad (6.18)$$

Modelul complex al acestui divizor, format din sistemul de ecuații (6.17), (6.18), trebuie adus la o ecuație neliniară cu o singură necunoscută de forma:

$$\alpha_{12} D_1^2 P_1 \frac{\sqrt{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{2}{7}} \left[\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{2}{7}} - 1\right]}}{0,2588 P_1/P_2} = \alpha_{23} D_2^2 P_4 \left\{ 0,5 + \sqrt{0,25 + \left(\frac{\alpha_{45}}{\alpha_{24}}\right)^2 \left(\frac{D_4}{D_3}\right)^2 N_{45}^2} \right\}^{3,5} \times \\ \times \frac{\sqrt{\left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{2}{7}} \left[\left(\frac{P_2}{P_3}\right)^{\frac{2}{7}} - 1\right]}}{0,2588 \frac{P_2}{P_3}} + \alpha_{45} D_4^2 P_4 N_{45}^2 \quad (6.19)$$

unde, pentru a nu complica scrierea ecuației (6.19), s-a notat prin P_2 expresia:

$$P_2 = P_4 \left[0,5 + \sqrt{0,25 + \left(\frac{\alpha_{45}}{\alpha_{24}}\right)^2 \left(\frac{D_4}{D_3}\right)^2 N_{45}^2} \right]^{3,5} \quad (6.20)$$

Subprogramul DIV PI rezolvă ecuația (6.19) atunci când se introduc ca date inițiale:

$$P_1 = P_s, \quad P_3 = P_4 = P_0, \quad \alpha_{12}, \alpha_{23}, \alpha_{45}, \quad D_1, D_2, D_3, D_4$$

Se obțin valorile presiunii P_4 din ecuația (6.19) și presiunii P_2 din ecuația (6.20).

6.2. Amplificatoare pneumatice

În multe lucrări de specialitate [6.2], [6.3] se folosesc termeni diferiți pentru a denumi amplificatoarele pneumatice: preamplificator, amplificator duză-clapetă, amplificator de presiune, amplificator de putere, distribuitor proporțional, etc.

6.2.1. Clasificarea amplificatoarelor pneumatice

În scopul eliminării oricărui echivoc este necesară definirea noțiunii de amplificare în pneumatică.

DEFINIȚIA 6.1 Factorul de amplificare al unui bloc pneumatic activ este raportul dintre variația forței pe convertorul de ieșire și variația forței de intrare care determină deplasarea corpului obturator al blocului:

$$K_A^* = \left. \frac{\partial F_e}{\partial F_i} \right|_{P_s, T_s = \text{const.}} \quad (6.21)$$

Structural, amplificatorul pneumatic este format dintr-un singur CPE, prevăzut cu un adaptor de impedanță de intrare și, respectiv, un adaptor de impedanță de ieșire (fig. 6.3), la care se adaugă în anumite cazuri sumatoare-comparatoare.

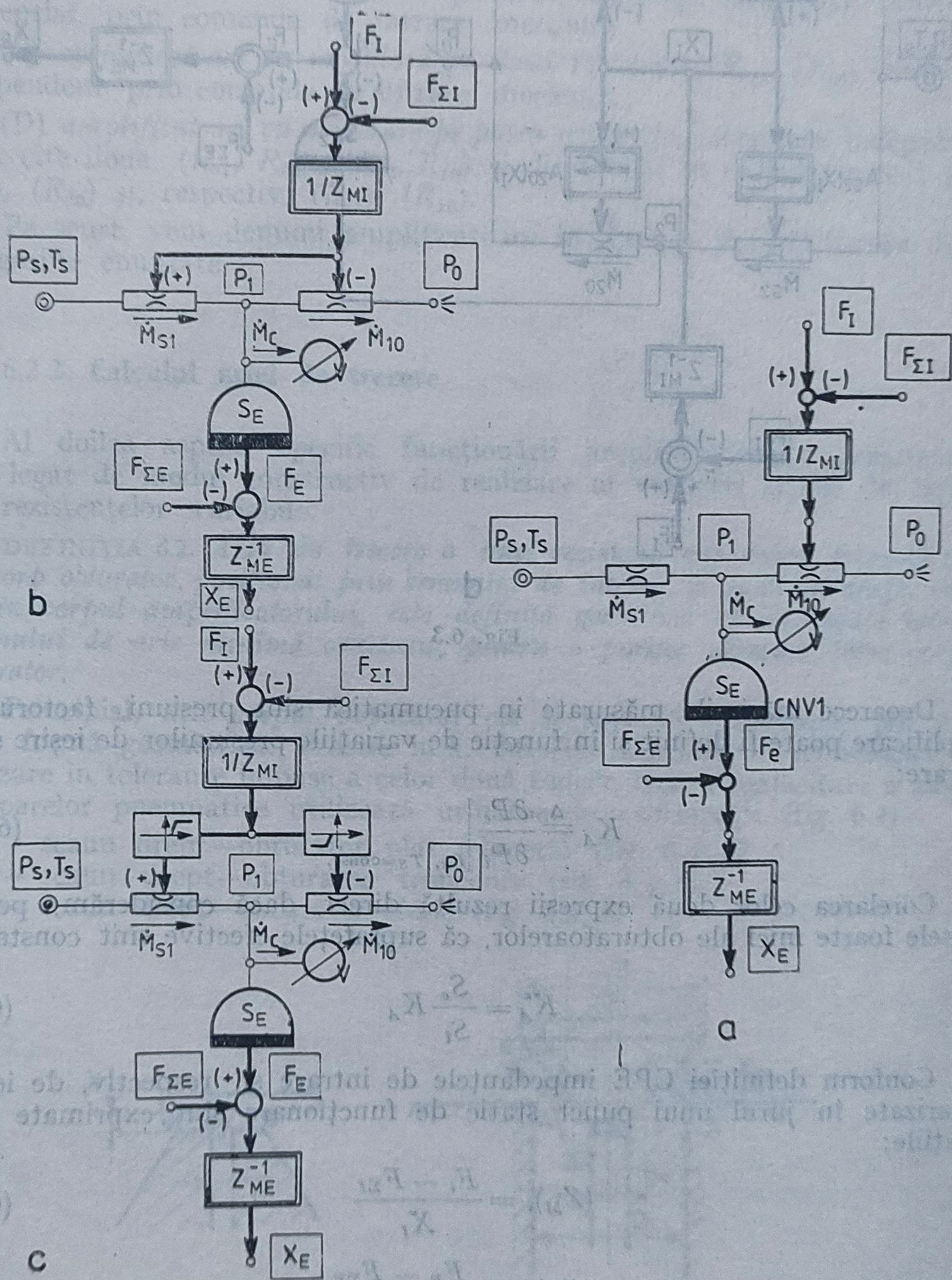
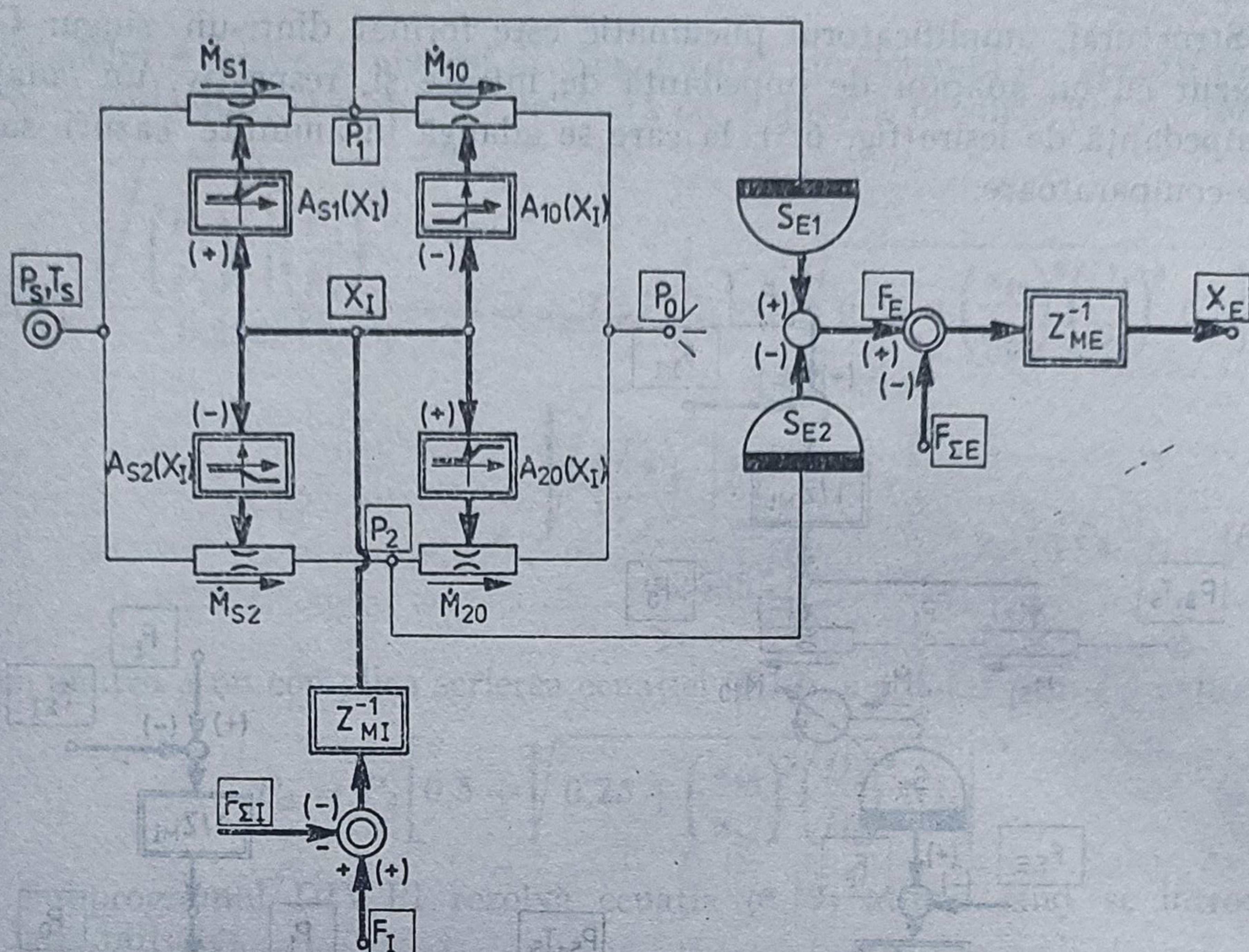


Fig. 6.3. Circuitele pneumatice elementare ale amplificatoarelor:

- a — cu o singură rezistență variabilă (clasa A);
- b — cu două rezistențe variabile, diferențial (clasa B);
- c — cu două rezistențe variabile, independente (clasa C);
- d — cu patru rezistențe variabile (clasa D).



d

Fig. 6.3

Deoarece mărimile măsurate în pneumatică sînt presiuni, factorul de amplificare poate fi definit și în funcție de variațiile presiunilor de ieșire și de intrare:

$$K_A \triangleq \left. \frac{\partial P_e}{\partial P_i} \right|_{P_s, T_s = \text{const.}} \quad (6.21')$$

Corelarea celor două expresii rezultă direct, dacă considerăm, pentru cursele foarte mici ale obturatorilor, că suprafețele efective sînt constante:

$$K_A^* = \frac{S_e}{S_i} K_A \quad (6.23)$$

Conform definiției CPE impedanțele de intrare și, respectiv, de ieșire, liniarizate în jurul unui punct static de funcționare sînt exprimate prin relațiile:

$$(Z_M)_i = \frac{F_i - F_{\Sigma I}}{X_I} \quad (6.24)$$

$$(Z_M)_E = \frac{F_E - F_{\Sigma E}}{X_E} \quad (6.25)$$

Factorii de amplificare și impedanțele amplificatoarelor pneumatice sînt criterii de performanțe specifice acestor blocuri funcționale.

Constructiv, există diferențe de principiu între tipurile de amplificatoare pneumatice. În funcție de numărul de rezistențe variabile, care intră în construcția lor, se propune următoarea clasificare:

- (A) amplificatoare cu modulare pe o singură rezistență (R_{10});
- (B) amplificatoare cu modulare pe două rezistențe (R_{s1} , R_{10}), controlate diferențial, prin comanda de intrare, mecanică;
- (C) amplificatoare cu modulare pe două rezistențe (R_{s1}), (R_{10}) controlate independent, prin comanda de intrare, mecanică;
- (D) amplificatoare cu modulare pe patru rezistențe, controlate independent două câte două, (R_{s1} , R_{20}); (R_{s2} , R_{10}) și diferențial în cadrul fiecărui grup (R_{s1}), (R_{20}) și, respectiv, (R_{s2}), (R_{10}).

Pe scurt, vom denumi amplificatoare în clasa A, B, C, D fiecare dintre categoriile enunțate.

6.2.2. Calculul ariei de trecere

Al doilea aspect, specific funcționării amplificatoarelor pneumatice, este legat de modul constructiv de realizare al variației ariilor de trecere ale rezistențelor variabile.

DEFINIȚIA 6.2. Aria de trecere a unei rezistențe variabile, formată între un corp obturator, poziționat prin semnalul de intrare, și scaunul drept, realizat în corpul amplificatorului, este definită geometric ca suprafață laterală a conului de arie minimă construit, pentru o poziție oarecare, între corp și obturator.

Principial, atât corpul obturator cât și scaunul rezistenței, pot avea orice formă geometrică. Practic însă, datorită restricțiilor tehnologice, de realizare în toleranțe impuse a celor două repere, marea majoritate a amplificatoarelor pneumatice utilizează următoarele combinații (fig. 6.4)

- scaun drept—obturator plat (clapetă) (fig. 6.4, a)
- scaun drept—obturator tronconic (fig. 6.4, b)
- scaun drept—obturator sferic (fig. 6.4, c)

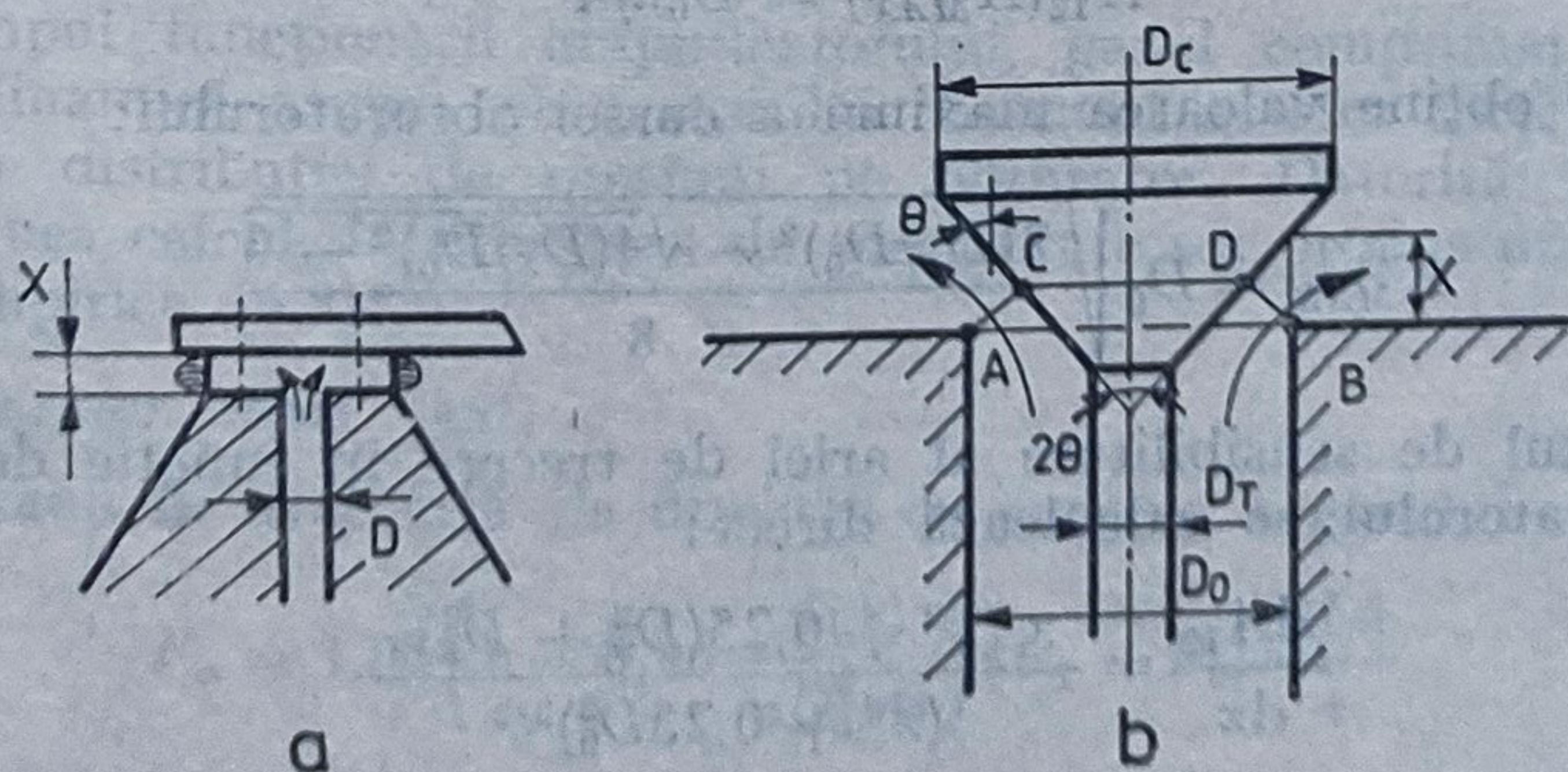


Fig. 6.4. Ariile de trecere ale rezistențelor variabile din construcția amplificatoarelor pneumatice:
a — ajutoraj-clapetă; b — obturator tronconic-scaun drept; c — obturator sferic — scaun drept.

Ariile de trecere ale celor trei tipuri de combinații obturator—scaun, valorile lor maxime și coeficienții de sensibilitate în raport cu variația poziției obturatoarelor sînt prezentate în tabelul 6.1.

Propunem cititorului, ca exercițiu, calculul aceluiași caracteristici și pentru alte combinații, cum ar fi de exemplu, combinația dintre un scaun tronconic și un obturator sferic.

Exemplul 6.4. Pentru rezistența variabilă din fig. 6.4, c, în ipoteza $D_s > D_0$, aria de trecere se calculează ca suprafața laterală a trunchiului de con, a cărei secțiune $AFED$ este un trapez isoscel

$$A_{12}(x) = \pi G(R + r) \quad (6.26)$$

unde

$G = AD = EF = \sqrt{0,25D_0^2 + x^2} - 0,5D_s$ este generatoarea trunchiului de con,

$R = AB = 0,5 D_0$ este raza secțiunii de bază a trunchiului de con.

$r = DC = \frac{0,5D_s - 0,5D_0}{\sqrt{x^2 + 0,25D_0^2}}$ este raza secțiunii mici a trunchiului de con

Expresia ariei de trecere a rezistenței se scrie, după efectuarea calculelor, sub forma:

$$A_{12}(x) = 0,5\pi D_0 \frac{x^2 + 0,25(D_0^2 - D_s^2)}{\sqrt{x^2 + 0,25D_0^2}} \quad (6.27)$$

În forma normalizată, aria de trecere devine:

$$A_{12}\left(\frac{x}{D_0}\right) = \frac{\pi D_0^2}{4} \left[\frac{4\left(\frac{x}{D_0}\right)^2 - \left[\left(\frac{D_s}{D_0}\right)^2 - 1\right]}{\sqrt{1 + 4\left(\frac{x}{D_0}\right)^2}} \right] \quad (6.28)$$

Acțiunea de controlare a secțiunii de trecere a fluidului de către obturator are loc atît timp cît secțiunea $A_{12}(x)$ este mai mică decît aria normală a orificiului scaunului:

$$A_{12}(X_{MAX}) = D_0^2\pi/4 \quad (6.29)$$

astfel încît se obține valoarea maximă a cursei obturatorului:

$$X_{MAX} = D_0 \sqrt{\frac{2(D_s/D_0)^2 - \sqrt{4(D_s/D_0)^2 - 3}}{8}} \quad (6.30)$$

Coeficientul de sensibilitate al ariei de trecere în funcție de variația poziției obturatorului se calculează direct:

$$\frac{dA_{12}}{dx} = \frac{x [x^2 + 0,25(D_0^2 - D_s^2)]}{(x^2 + 0,25D_0^2)^{3/2}} \quad (6.31)$$

Conform formulei (6.31), dependența ariei de trecere a rezistenței variabile funcție de poziția obturatorului, este puternic neliniară, astfel încît caracteristica amplificatorului pneumatic din clasa B este neliniară.

În unele lucrări [6.4.] s-au prezentat soluții de compensare a neliniarităților ariei de trecere prin neliniaritățile invariantului funcțional, dar forma ideală a obturatorului ridică, pentru dimensiunile reperelor amplificatorului, probleme tehnologice deosebit de complexe.

Din tabelul 6.1 se observă că toate amplificatoarele pneumatice, cu excepția amplificatorului clasa A cu duză-clapetă, au caracteristici geometrice neliniare.

Tabelul 6.1

Tipul obturatorului	Parametri constructivi	Aria de trecere $A(x)$	Coeficientul de sensibilitate	Cursa maximă X_{MAX}
Disc/scaun drept (duză-clapetă)	D_0	$\pi \cdot D_0 \cdot x$	$D_0 \cdot \pi$	$0,25 D_0$
Con-scaun drept	D_0, θ	$\pi D_0^2 (x/D_0) \cdot \sin \theta \cdot [1 - (x/D) \sin \theta \cos \theta]$	$\pi \sin \theta [D_0 - x \sin 2\theta]$	$\frac{D_0 [1 - \sqrt{1 - 0,5 \operatorname{ctg} \theta}]}{2 \cos \theta}$
Sferă-scaun drept	D_0, D_s	$\frac{\pi D_0 [x^2 + 0,25 (D_0^2 - D_s^2)]}{2 \sqrt{x^2 + 0,25 D_0^2}}$	$\frac{\pi x [X^2 + 0,25 (D_0^2 + D_s^2)]}{(X^2 + 0,25 D_0^2)^{3/2}}$	$\frac{D_0}{2} \sqrt{\left(\frac{D_s}{D_0}\right)^2 - \frac{3}{4}}$

6.2.3. Calculul forțelor aerodinamice exercitate asupra obturatoarelor

Principalul rol al rezistențelor variabile din construcția amplificatorului, este controlul căderilor de presiune funcție de semnalul de intrare mecanic (deplasarea obturatorului).

În timpul funcționării amplificatorului, gazul comprimat exercită o forță aerodinamică asupra obturatorului. Calculul acestor forțe ar necesita cunoașterea distribuției de presiuni pe obturator. Datorită dificultăților unui asemenea calcul, în literatura de specialitate s-a propus utilizarea unor formule empirice [6.5]:

(1) *Obturator conic* (45°)

(1.a) scaun în aval față de direcția de curgere a gazului

$$F_A = 1,08 \left(1 - 0,96 \frac{A(x)}{\pi D_0^2/4} \right) (P_1 - P_2) \frac{\pi D_0^2}{4} \quad (6.32)$$

(1.b) scaun în amonte față de direcția de curgere

$$F_A = \left(1 - 0,82 \frac{A(x)}{\pi D_0^2/4} \right) (P_1 - P_2) \frac{\pi D_0^2}{4} \quad (6.33)$$

(2) *Obturator sferic*

(2.a) scaun în aval

$$F_A = 1,07 \left[1 - \frac{A(x)}{\pi D_0^2/4} \right] (P_1 - P_2) \frac{\pi D_0^2}{4} \quad (6.34)$$

(2.b) scaun în amonte

$$F_A = 0,99 \left[1 - 1,16 \frac{A(x)}{\pi D_0^2/4} \right] (P_1 - P_2) \frac{\pi D_0^2}{4} \quad (6.35)$$

În limita unor erori tolerabile de calcul (maximum 8%) formulele empirice (6.32—6.35) pot fi înlocuite cu o expresie unică pentru forța aerodinamică, dezvoltată de fluidul sub presiune pe corpul obturator [6.1]:

$$F_A \approx \left(1 - E \frac{A(x)}{\pi D_0^2/4} \right) (P_1 - P_2) \frac{\pi D_0^2}{4} \quad (6.36)$$

Ecuția (6.36), particularizată pentru un amplificator clasa A, evidențiază dependența analitică

$$F_A = F_A(x, P_2),$$

astfel încît prin derivarea acestei relații rezultă:

$$f_A = \frac{\bar{F}_A}{\bar{P}_2 - \bar{P}_3} \frac{\partial P_2}{\partial A_{23}} \cdot a_{23} + \frac{\partial F_A}{\partial A_{23}} \cdot a_{23} \quad (6.37)$$

Înlocuind expresiile derivatei ariei de trecere față de deplasarea obturatorului, se obține:

$$f_A = \left[\left(\frac{\bar{F}_A}{\bar{P}_2 - \bar{P}_3} \frac{\partial P_2}{\partial A_{23}} + \frac{\partial F_A}{\partial A_{23}} \right) \frac{\partial A_{23}}{\partial x} \right] x \quad (6.38)$$

unde:

$$\frac{\partial P_2}{\partial A_{23}} = \frac{\bar{P}_2 / \bar{A}_{23}}{\left(\frac{n+1}{2n} + K_{12} + K_{23} \right)} \quad (\text{din ecuația 5.141})$$

$$\frac{\partial F_A}{\partial A_{23}} = -E(P_1 - P_0) \quad (\text{din ecuația 6.36})$$

$$\frac{\partial A_{23}}{\partial x} = \frac{\pi X [x^2 + 0,25(D_0^2 + D_s^2)]}{(x^2 + 0,25D_0^2)^{3/2}} \quad (\text{din ecuația 6.31})$$

Ecuția (6.38) se poate scrie generic):

$$f_A = K_{AER}(P_2, x) x$$

Efectul global, introdus de interacțiunea aerodinamică dintre fluid și corpul obturator al rezistențelor variabile din construcția amplificatoarelor pneumatice, este echivalent acțiunii unui arc neliniar.

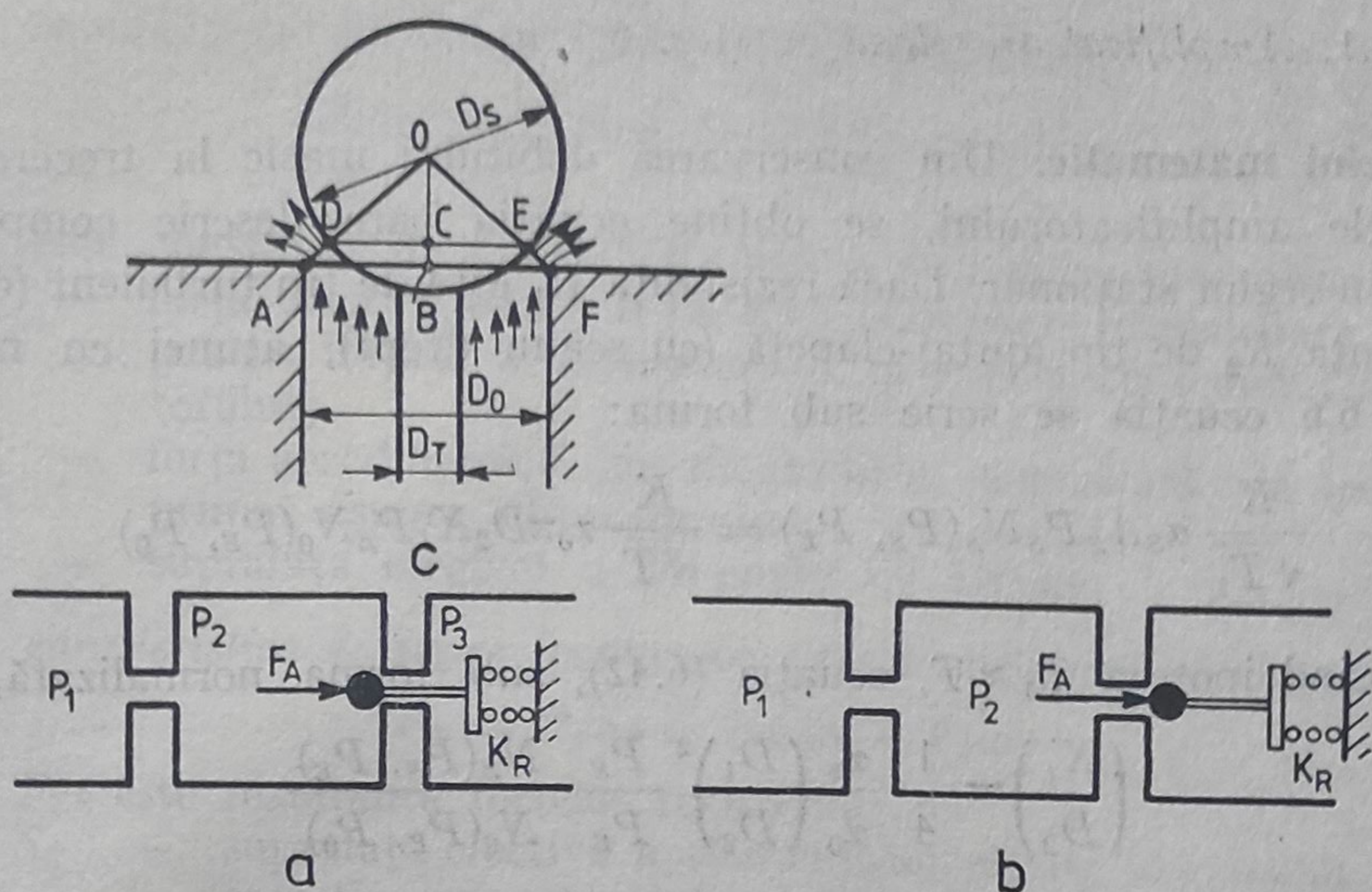


Fig. 6.5. Forțe aerodinamice dezvoltate pe obturatorul rezistenței variabile:
a — forță de închidere; *b* — forță de deschidere.

Forța aerodinamică poate reprezenta o forță de închidere (fig. 6.5, *a*) sau de deschidere (fig. 6.5, *b*) a ariei de trecere a rezistenței variabile. F_A descrește odată cu creșterea ariei de trecere (6.36), astfel încît factorul echivalent de elasticitate al arcului aerodinamic devine negativ, ceea ce conduce la instabilitatea poziționării obturatorului.

Pentru a *elimina acest efect* secundar negativ, specific amplificatoarelor pneumatice, este necesar și suficient să se introducă un resort mecanic, care să aibă un *factor de elasticitate de cîteva ori mai mare decît constanta de arc echivalent aerodinamic*:

$$K_R = (5 - 10) K_{AER} |_{Max}$$

Condiția de proiectare (6.41) este în general îndeplinită pentru orice amplificator, *arcul de „zero” fiind mult mai puternic decît arcul echivalent aerodinamic*. Forțele aerodinamice vor reprezenta un procent redus față de forțele active și rezistente care imprimă mișcarea obturatorului.

În construcția amplificatoarelor din clasele A, B, C, D forțele aerodinamice vor fi compensate de către resortul mecanismului de adaptare a impedanței mecanice de intrare, astfel încît expresiile (6.36) nu apar explicit în modelul matematic al acestor blocuri funcționale.

6.2.4. Analiza și proiectarea amplificatoarelor pneumatice

În acest paragraf vor fi exemplificate procedurile de calcul ale amplificatoarelor din clasele A, B, și C, proceduri concretizate prin subprogramele PAC (clasa A) și AMP (clasa B), incluse în biblioteca sistemului SIPASAP.

Amplificatorul clasa D va fi tratat în cadrul analizei servomotoarelor pneumatice.

6.2.4.1. Amplificatoare clasă A (fig. 6.3, a)

Modelul matematic. Din conservarea debitului masic la trecerea prin rezistențele amplificatorului, se obține ecuația care descrie comportarea acestuia în regim staționar. Dacă rezistența R_1 este de tip turbulent (orificiu) și rezistența R_2 de tip ajutoraj-clapetă (cu scaun drept), atunci cu notațiile din fig. 6.6 ecuația se scrie sub forma:

$$\frac{K}{\sqrt{T_1}} \alpha_s A_s P_s N_s(P_s, P_E) = \frac{K}{\sqrt{T}} \alpha_0 \pi D_2 X_I P_E N_0(P_E, P_0) \quad (6.42)$$

Folosind ipoteza $T_1 \approx T$, ecuația (6.42), sub forma normalizată, este:

$$\left(\frac{X_I}{D_2} \right) = \frac{1}{4} \frac{\alpha_s}{\alpha_0} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \frac{P_s}{P_E} \frac{N_s(P_s, P_E)}{N_0(P_E, P_0)} \quad (6.42')$$

Relația (6.42') reprezintă *caracteristica internă inversă a amplificatorului în clasa A*. Explicitatea analitică a caracteristicii directe nu este posibilă.

În regim staționar, modelul complet al amplificatorului clasa A cuprinde următoarele ecuații:

- *caracteristica internă*, care definește factorul de sensibilitate al amplificatorului $\mathcal{S}_A \approx \frac{\Delta P_E}{\Delta X_I}$

$$X_I = \frac{1}{4} \frac{\alpha_s}{\alpha_0} \frac{D_1^2}{D_2} \left[P_s / P_E \cdot \frac{N_s(P_s, P_E)}{N_0(P, P_0)} \right] \quad (6.42'')$$

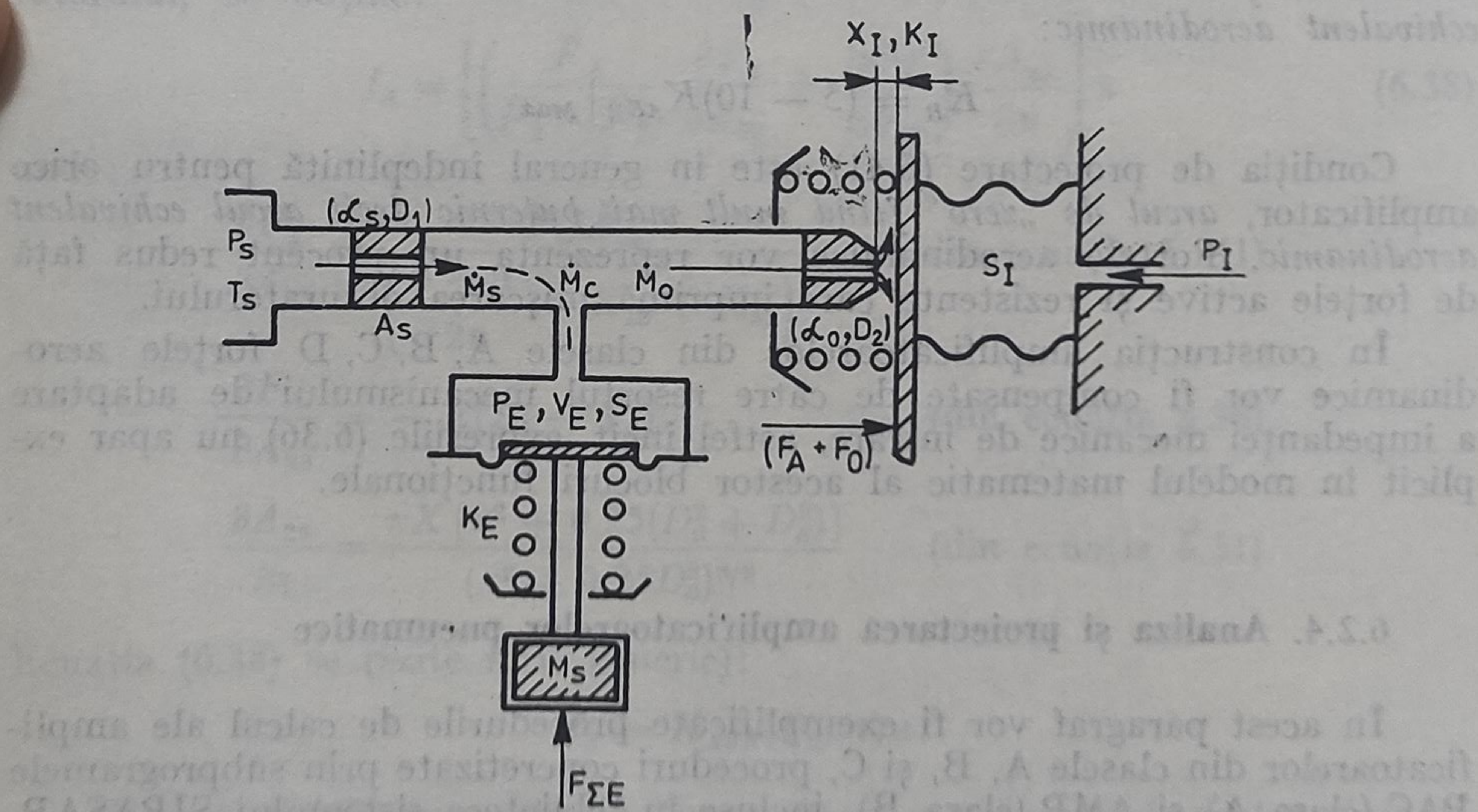


Fig. 6.6. Amplificator pneumatic clasa A (duză-clapetă): schema constructivă.

- *caracteristica de intrare* (adaptor de impedanță)

$$F_I = P_I S_I = K_I X_I + (F_{AER} + F_0) \quad (6.43)$$

unde:

- K_I este constanta de arc echivalentă a întregului mecanism adaptor;
- F_0 — forța elastică a arcului de zero, care prin pretensionare stabilește poziția inițială a obturatorului în raport cu scaunul amplificatorului;
- F_A — forța aerodinamică (de deschidere), dezvoltată de gazul comprimat asupra obturatorului;
- S_I — suprafața efectivă a silfonului de intrare.

- *caracteristica de ieșire* (convertor pneumomecanic).

$$F_E = P_E S_E = K_E X_E + F_{\Sigma E} \quad (6.44)$$

unde: $F_{\Sigma E}$ este rezultanta forțelor rezistente;

- S_E — suprafața efectivă a elementului elastic sau mobil din construcția convertorului, constantă pentru cursele foarte scăzute ale amplificatorului.

În regim tranzitoriu, la modelul (6.42)–(6.44) se adaugă ecuația care descrie încărcarea camerei intermediare, incluzând întreg volumul de control V_E , delimitat de secțiunile de ieșire din rezistența R_1 , de intrare în rezistența R_2 , precum și de membrana convertorului (§ 5.2).

- *caracteristica dinamică*

$$\begin{aligned} \frac{dP_E}{dt} = & \frac{nKR \sqrt{T_S}}{\left[1 + \frac{nS_E^2 P_E}{K_E V_E}\right] V_E} \left[\frac{P_E(t)}{P_E(0)}\right]^{\frac{n-1}{2n}} \times \\ & \times \left\{ P_E \frac{\pi D_1^2}{4} \alpha_S \left[\left(\frac{P_E}{P_E(0)}\right)^{\frac{n-1}{2n}} \frac{P_S}{P_E} N_S - 4N_0 \frac{\alpha_0 D_2 X_I}{\alpha_S D_1^2}\right] \right\} \end{aligned} \quad (6.45)$$

Observație. Coeficientul de descărcare al rezistenței R_2 (α_0) este, în general, dependent atât de regimul de curgere, determinat prin raportul P_E/P_0 , cât și de poziția obturatorului X_I . Includerea în modelul amplificatorului a unei asemenea dependențe ar complica inutil ecuațiile (6.42') și (6.45). Constructiv, cursa obturatorului este foarte mică ($\Delta X_I < 15 \cdot 10^{-6}$ m), astfel încît coeficientul α_0 se poate considera constant, în limitele unei precizii ridicate de modelare. Pe de altă parte, atât în ecuația de regim staționar (5.42'') cât și în ecuația de regim tranzitoriu (6.45), intervine raportul coeficienților de descărcare α_S/α_0 al celor două rezistențe. Acest raport poate fi și trebuie determinat experimental cu ajutorul tehnicilor descrise în 5.1.

În mod similar se cere identificată și valoarea coeficientului politropic $1 \leq n \leq 1,41$, pentru încărcarea și respectiv descărcarea camerei a amplificatorului.

Pentru amplificatorul pneumatic clasă A se definesc următoarele criterii de performanță:

- (1) *debitul maxim consumat de amplificator*; calculat pentru aria de trecere maximă a rezistenței R_2 , deci pentru valoarea minimă a presiunii de ieșire:

$$\dot{M}_{MAX} = \frac{K}{\sqrt{T_S}} \alpha_S \frac{\pi}{4} D_1^2 \cdot P_S \cdot N_S [P_S, (P_E)_{MIN}] \quad (6.46)$$

(2) eroarea maximă de neliniaritate a caracteristicii interne a amplificatorului (fig. 6.7)

$$\epsilon_N = \max \left\{ \frac{P_E^L(X_I) - P_E(X_I)}{P_E^L} \right\} \quad (6.47)$$

unde valoarea presiunii de ieșire, calculată pe o caracteristică internă ideală (liniară), se obține din relația:

$$P_E^L(X_I) = (P_E)_{MIN} + \frac{(P_E)_{MAX} - (P_E)_{MIN}}{X_{MAX} - X_{MIN}} (X_{MAX} - X_I) \quad (6.48)$$

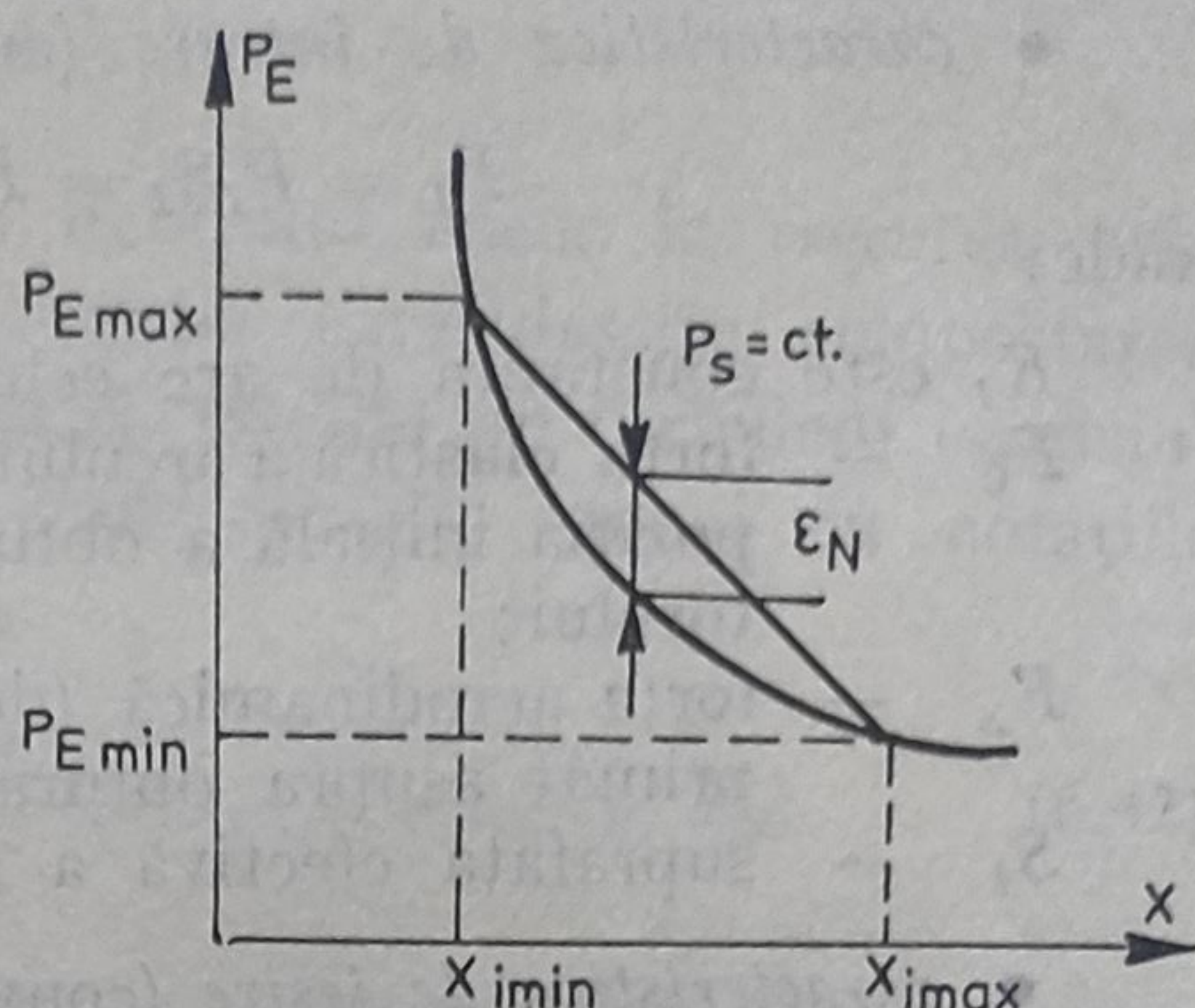


Fig. 6.7. Eroarea de neliniaritate a caracteristicii amplificatorului clasa A.

(3) constanta maximă de timp a circuitului pneumatic elementar asociat amplificatorului

$$\tau_{MAX} = \frac{V_E \left[1 + \frac{nS_E^2}{K_R} \frac{P_E}{V_E} \right]}{nKR \sqrt{T_S} \left(\frac{n+1}{2n} + K_S(P_S, P_E) + K_0(P_E, P_0) \right) N_0(P_E, P_0) \pi \cdot D_2 X_I \alpha_0} \quad (6.49)$$

(4) factorul maxim de amplificare

$$(K_A^*)_{MAX} = \max \{ K_A^*(X_I) \}$$

unde: $K_A^*(X_I)$ este amplificarea, dependentă de punctul mediu de funcționare, care se calculează pe baza liniarizării caracteristicii interne a amplificatorului, determinându-se factorul de sensibilitate $\mathcal{S}(X_I)$:

$$K_A^*(X_I) = \left. \frac{\partial P_E}{\partial P_I} \right|_{\bar{X}_I} = \left(\frac{\partial P_E}{\partial X_I} \right) \left|_{\bar{X}_I} \left(\frac{\partial X_I}{\partial P_I} \right) \right|_{\bar{X}_I} \quad (6.50)$$

sau:

$$K_A^* = \mathcal{S}(X_I) \cdot \frac{S_I}{K_I}$$

Înlocuind expresia sensibilității în punctul mediu (\bar{P}_E , \bar{X}_I) prin ecuația (5.2.53) se obține factorul de amplificare dependent de punctul de liniarizare:

$$K_A^*(X_I) = - \frac{S_I}{K_I} \frac{\bar{P}_E}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_S(P_S, \bar{P}_E) + K_0(\bar{P}_E, P_0) \right] \pi \cdot D_2 \bar{X}_I} \quad (6.52)$$

Problema 6.4. Analiza amplificatorului, clasa A

Pentru un amplificator construit sau predimensionat se cunosc:

- caracteristicile geometrice: D_1 , D_2 , V_E
- caracteristicile elementelor elastice (K_I, S_I) ; (K_E, S_E)
- caracteristicile funcționale: P_S , T_S , P_0 ;
- caracteristicile experimentale ale coeficienților de ponderare: α_S , α_0 , n .

Comunicînd interactiv sistemului SIPASAP datele de intrare mai sus menționate, subprogramul PAC calculează pe baza modelului complet al amplificatorului (6.42) — (6.45), precum și a criteriilor de performanță (6.46) — (6.52) următoarele date.

- *caracteristica internă* într-un număr de puncte ales de utilizator;
- *performanțele în fiecare punct* (\dot{M} , ε_N , τ , K_A^*);
- *caracteristica în regim tranzitoriu* (6.45) pentru o variație $X_I(F)$ a poziției obturatorului în raport cu un regim inițial $X_I(0)$.

OBSERVAȚII:

(1) Caracteristica internă poate fi ridicată automat atît sub forma inversă, cît și sub forma directă. În primul caz sistemul SIPASAP cere utilizatorului definirea domeniului de presiuni de ieșire $\{(P_E)_{min}; (P_E)_{max}\}$ pentru care urmează să efectueze analiza. Această modalitate va fi utilizată îndeosebi în analiza asistată de calculator a aparatelor pneumatice, privite ca sisteme de reglare automată (în bucla închisă).

Al doilea mod de lucru este util în faza de analiză după predimensionarea amplificatorului. În această situație utilizatorul va indica domeniul de variație al semnalului de intrare, respectiv cursa maximală a obturatorului, tabelul 6.1.

$$X_I \in [0, D_2/4] \text{ pentru obturator cu clapetă.}$$

Programul va executa analiza amplificatorului pe întreg domeniul de intrare. Eventual se va ridica o familie de caracteristici de intrare în funcție de diferite valori pentru presiunea de alimentare P_S (fig. 6.8).

Pe baza analizării acestor caracteristici prin prisma criteriilor de performanță, proiectantul va stabili:

- presiunea de alimentare optimă;
- zona caracteristicii interne (X_{min} , X_{max}) optimă pentru funcționarea amplificatorului din punct de vedere al satisfacerii criteriilor de performanță impuse $\{(\dot{M}_{max}, (\varepsilon_N)_{max}, \tau_{max}, (K_A^*)_{max})\}$

(2) Subprogramul de analiză are facilitatea calculării răspunsului tranzitoriu al amplificatorului atît pe modelul neliniar (6.45.) cît și pe modelul liniarizat în jurul unui punct mediu de funcționare (\bar{X}_I , \bar{P}_E).

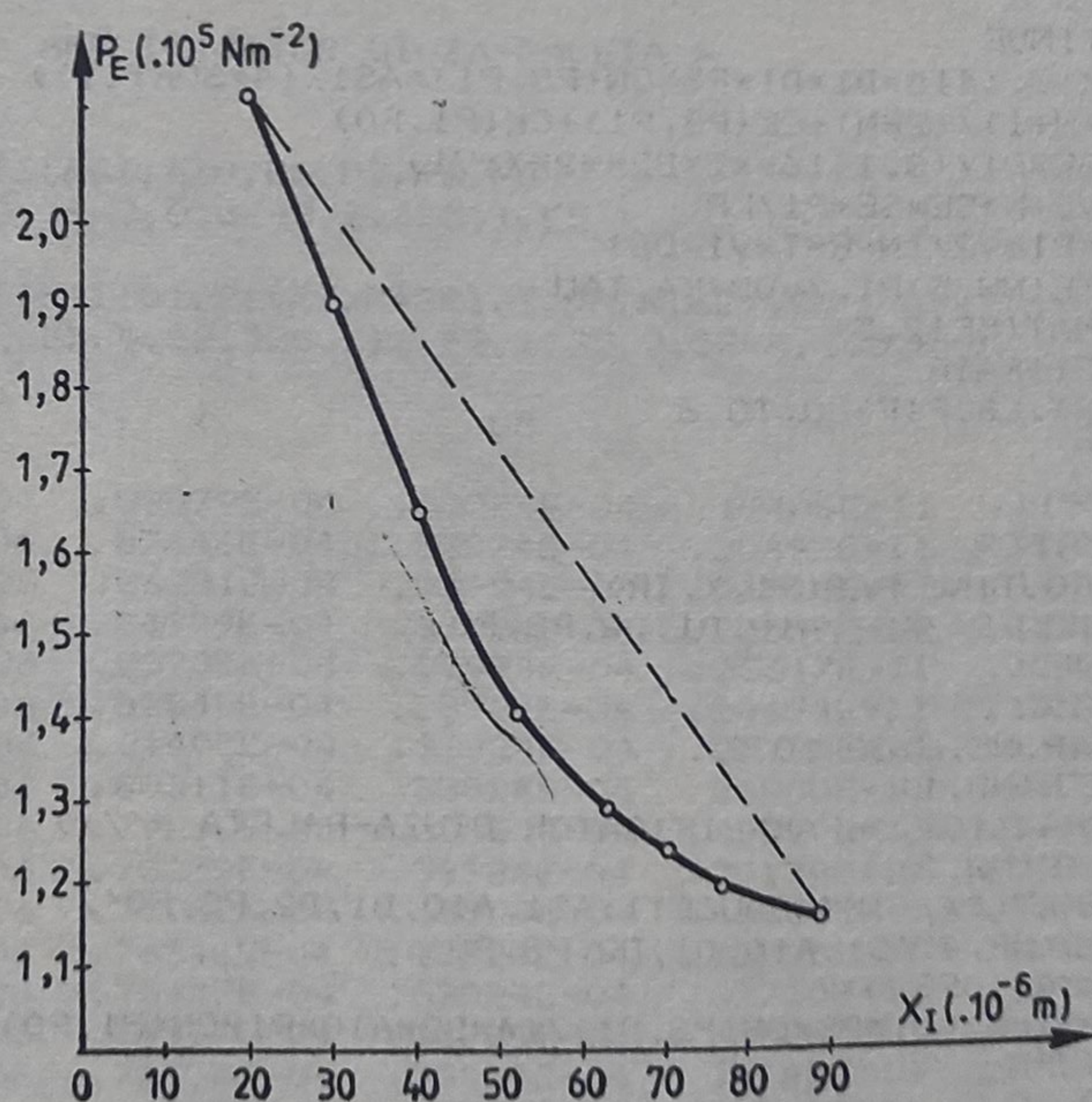


Fig. 6.8. Caracteristica statică a amplificatorului clasa A.

Utilizatorul va alege, în funcție de mărimea treptei de intrare $X_I(F) - X_I(0)$, varianta de modelare convenabilă pentru cazul analizat.

Subprogramul PAC (amplificator duză-clapetă)

Exemplu 6.4. Se dau:

$$\begin{aligned} D1 &= 2 \cdot 10^{-4}; D2 = 8 \cdot 10^{-4}; VE = 5 \cdot 10^{-6} \\ KI &= 3 \cdot 10^3; SI = 0,34 \cdot 10^{-4}; KE = 12 \cdot 10^3; SE = 3 \cdot 517 \cdot 10^{-4}; \\ T &= 288 \text{ K}; PS = 2,4 \cdot 10^5; P0 = 1 \cdot 10^5 \\ ALFAS &= 0,84; ALFAO = 0,8; N = 1,2 \end{aligned}$$

Se cer caracteristicile amplificatorului și performanțele lui. Subprogramul, respectiv rezultatele, sînt date în listingurile 6.2 respectiv 6.3.

Listing 6.2

```

A>TYPE PAC.FOR
      REAL K,N,KR,KA
      COMMON/PA/AS1,A10,D1,D2,PS,P0
      DATA K,R/O.0404,287./
      NW=1
      NR=1
1      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P1(O),P1(F),PASP,T,KR,N,SE,VC'/)
2      FORMAT(8F8.0)
4      FORMAT(6X,'P1',10X,'X',11X,'DB',10X,'KA',10X,'TAU'/)
      IR=0
6      CALL PAS(P1,X,IR)
      IF(IR.EQ.1)GO TO 7
      WRITE(NW,1)
      READ(NR,2)P10,P1F,PASP,T,KR,N,SE,VC
      WRITE(NW,4)
      IR=1
      P1=P10
      GO TO 6
7      CONTINUE
      DB=K*3.1416*D1*D1*PS*CN(PS,P1)*AS1/(4*SQRT(T))
      V1=(N+1)/(2*N)+CK(PS,P1)+CK(P1,P0)
      KA=SE*P1/(3.1416**2*D2**2*X*V1)
      V2=VC+N*SE*SE*P1/KR
      TAU=P1*V2/(N*R*T*V1*DB)
      WRITE(NW,5)P1,X,DB,KA,TAU
5      FORMAT(5E12.5)
      P1=P1+PASP
      IF(P1.LE.P1F)GO TO 6
      STOP
      END

A>TYPE PAS.FOR
      SUBROUTINE PAS(P1,X,IR)
      COMMON/PA/AS1,A10,D1,D2,PS,P0
      NW=1
      NR=1
      IF(IR.NE.0)GO TO 3
      WRITE(NW,1)
1      FORMAT(10X,'* AMPLIFICATOR DIUZA-PALETA */')
      WRITE(NW,2)
2      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:AS1,A10,D1,D2,PS,P0'/)
      READ(NR,4)AS1,A10,D1,D2,PS,P0
4      FORMAT(6F8.0)
3      X=AS1*D1*D1*PS*CN(PS,P1)/(4*D2*A10*P1*CN(P1,P0))
      RETURN
      END

```


Listing 6.3

* AMPLIFICATOR DIUZA-PALETA *

INTRODUCETI:AS1,A10,D1,D2,PS,P0

0.84,0.82,0.3E-3,0.8E-3,2.4E5,1.E5

INTRODUCETI:P1(O),P1(F),PASP1,T,KR,N,SE,VC

1.15E5,2.1E5,0.05E5,288.,12.E3,1.2,3.5E-4,15.E-6

P1	X	DB	KA	TAU
.11500E+06	.86906E-04	.33924E-04	.19769E+11	.15120E+00
.12000E+06	.75397E-04	.33924E-04	.30685E+11	.20437E+00
.12500E+06	.67557E-04	.33924E-04	.43215E+11	.25886E+00
.13000E+06	.61757E-04	.33911E-04	.56362E+11	.30988E+00
.13500E+06	.57151E-04	.33837E-04	.69499E+11	.35569E+00
.14000E+06	.53331E-04	.33697E-04	.82558E+11	.39738E+00
.14500E+06	.50059E-04	.33491E-04	.95187E+11	.43430E+00
.15000E+06	.47181E-04	.33216E-04	.10708E+12	.46597E+00
.15500E+06	.44594E-04	.32871E-04	.11796E+12	.49206E+00
.16000E+06	.42224E-04	.32453E-04	.12763E+12	.51242E+00
.16500E+06	.40017E-04	.31959E-04	.13591E+12	.52703E+00
.17000E+06	.37932E-04	.31386E-04	.14268E+12	.53598E+00
.17500E+06	.35938E-04	.30729E-04	.14787E+12	.53945E+00
.18000E+06	.34006E-04	.29982E-04	.15143E+12	.53766E+00
.18500E+06	.32114E-04	.29139E-04	.15332E+12	.53085E+00
.19000E+06	.30241E-04	.28189E-04	.15323E+12	.51825E+00
.19500E+06	.28351E-04	.27123E-04	.15006E+12	.49628E+00
.20000E+06	.26422E-04	.25926E-04	.14594E+12	.47222E+00
.20500E+06	.24438E-04	.24579E-04	.14070E+12	.44574E+00
.21000E+06	.22376E-04	.23054E-04	.13417E+12	.41637E+00 STOP

B:SPAC

* AMPLIFICATOR DIUZA-PALETA *

INTRODUCETI:AS1,A10,D1,D2,PS,P0

0.84,0.8,0.3E-3,0.8E-3,2.4E5,1.E5

INTRODUCETI:P1(O),P1(F),PASP1,T,KR,N,SE,VC

1.15E5,1.25E5,5.E2,288.,12.E3,1.32,3.5E-4,135.E-6

P1	X	DB	KA	TAU
.11500E+06	.89079E-04	.33924E-04	.19486E+11	.11557E+01
.11550E+06	.87646E-04	.33924E-04	.20492E+11	.11958E+01
.11600E+06	.86281E-04	.33924E-04	.21516E+11	.12361E+01
.11650E+06	.84979E-04	.33924E-04	.22557E+11	.12765E+01
.11700E+06	.83735E-04	.33924E-04	.23617E+11	.13169E+01
.11750E+06	.82545E-04	.33924E-04	.24694E+11	.13575E+01
.11800E+06	.81405E-04	.33924E-04	.25789E+11	.13981E+01
.11850E+06	.80311E-04	.33924E-04	.26900E+11	.14389E+01
.11900E+06	.79262E-04	.33924E-04	.28029E+11	.14797E+01
.11950E+06	.78253E-04	.33924E-04	.29174E+11	.15207E+01
.12000E+06	.77282E-04	.33924E-04	.30337E+11	.15617E+01
.12050E+06	.76348E-04	.33924E-04	.31515E+11	.16029E+01
.12100E+06	.75447E-04	.33924E-04	.32710E+11	.16441E+01
.12150E+06	.74577E-04	.33924E-04	.33922E+11	.16854E+01
.12200E+06	.73738E-04	.33924E-04	.35149E+11	.17268E+01
.12250E+06	.72927E-04	.33924E-04	.36392E+11	.17684E+01
.12300E+06	.72143E-04	.33924E-04	.37652E+11	.18100E+01
.12350E+06	.71384E-04	.33924E-04	.38927E+11	.18517E+01
.12400E+06	.70649E-04	.33924E-04	.40217E+11	.18934E+01
.12450E+06	.69937E-04	.33924E-04	.41524E+11	.19353E+01
.12500E+06	.69246E-04	.33924E-04	.42845E+11	.19773E+01 STOP

B:PAC

Problema 6.5. Proiectarea amplificatorului clasa A

Datorită numărului mare de parametri constructivi și funcționali care trebuie determinați, nu există o procedură unică care să conducă la satisfacerea criteriilor de performanță.

Din experiența acumulată în timpul proiectării diverselor aparate pneumatice de automatizare, se sugerează următoarea procedură de predimensionare.

Procedura de calcul

1° Se alege presiunea de alimentare (P_s), presiunea de refulare (P_0), temperatura de lucru a gazului la alimentare (T_s).

Se impun caracteristicile sarcinii, cuplate la ieșirea amplificatorului (S_E, K_{RE}). Se estimează valorile coeficienților de pondere $\{\alpha_s, \alpha_0\}$, pentru tipul de rezistențe R_1 și R_2 și respectiv al coeficientului politropic (n), domeniul semnalului de intrare:

$$P_s = 2,4 \times 10^5 \text{ Nm}^{-2}; P_0 = 1,013 \times 10^5 \text{ Nm}^{-2}; S_E = 3,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\alpha_s = 0,84; \alpha_0 = 0,8; n = 1,2 \quad K_R = 12 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$P_I(0) = 1,2 \times 10^5 \text{ Nm}^{-2}; P_I(F) = 1 \times 83 \times 10^5 \text{ Nm}^{-2}$$

2° Se alege valoarea minimă a presiunii de ieșire (P_E) min, precum și cursa obturatorului $X_c = (X_I)_{\max} - (X_I)_{\min}$

$$P_E(0) = 1,18 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2, X_c = 8 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

3° se dimensionează rezistența R_1 din satisfacerea criteriului de consum maxim:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4}{\pi} \frac{\sqrt{T_s}}{K} \frac{1}{\alpha_s P_s N_s [P_s, P_E(0)] \cdot \dot{M}_{MAX}}} \quad (6.53)$$

4° Se calculează raportul adaptorului de impedanță mecanică de intrare. Din ecuația (6.43), scrisă la capetele domeniului de variație a intrării se obține:

$$\frac{S_I}{K_I} = \frac{X_c}{P_I(F) - P_I(0)} \quad (6.54)$$

5° Se calculează D_2 din satisfacerea criteriului de factor de amplificarea minim, obținut pentru $X_I(0) = (X_I)_{\max}$ (fig. 6.8), cu ajutorul ecuației (6.52) în care s-a neglijat semnul indicînd panta negativă a caracteristicii statice a amplificatorului:

$$D_2 = \frac{X_c}{[P_I(F) - P_I(0)]} \cdot \frac{P_E(0)}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_s[P_s, P_E(0)] + K_0[P_E(0), P_0] \right]} \times \\ \times \frac{1}{\pi X_I(0) K_A^*|_{\min}} \quad (6.55)$$

6° Se calculează volumul camerei amplificatorului din condiția satisfacerii criteriului constanta de timp maximă (6.49) înregistrată în punctul extrem al domeniului de variație $X(0)$:

$$V_E = \tau_{MAX} \left\{ nKR \sqrt{T_S} \left[\frac{n+1}{2n} + K_S(P_S, P_E(0), P_0) \right] N_0(P_E(0), P_0) \times \right. \\ \left. \times \pi D_2 X_I(0) \alpha_0 \right\} - nS_E^2 P_E(0)/K_R \quad (6.56)$$

7° Se predimensionează adaptorul de impedanță de intrare al amplificatorului. Prin alegerea suprafeței efective a silfonului de intrare $S_I = 0,36 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ se obține valoarea constantei echivalente de elasticitate:

$$K_I = S_I \frac{P_I(F) - P_I(0)}{X_C} \quad (6.57)$$

8° Se calculează predimensionarea arcului „de zero” al adaptorului de intrare:

$$F_0^* = (F_0 + F_A) = P_I(0) S_I - K_I X_I(0) \quad (6.58)$$

9° Se calculează valoarea minimă a poziției obturatorului în raport cu scaunul ajutorului

$$X(F) = X(0) - X_C$$

10° Se calculează valoarea maximă a presiunii de ieșire din caracteristica internă a amplificatorului prin rezolvarea ecuației:

$$X(F) = \frac{1}{4} \frac{\alpha_S}{\alpha_0} \frac{D_1^2}{D_2^2} \left\{ \frac{P_S}{P_E(F)} \frac{N_S[P_S, P_E(F)]}{N_0[P_E(F), P_0]} \right\} \quad (6.70)$$

11° Se execută analiza completă a amplificatorului prin apelarea subrutinei PAC.

Dacă eroarea maximă de liniaritate este satisfăcătoare, încadrându-se între limitele impuse, atunci calculul de predimensionare a amplificatorului pneumatic este încheiat.

Dacă ultimul criteriu nu este îndeplinit, atunci se reia procedura de proiectare modificând cursa sau/și valoarea presiunii minime de ieșire $P_E(0)$. Recomandăm utilizatorului domeniile pentru proiectele uzuale:

$$X_C = (5 \times 10^{-6} - 15 \times 10^{-6}) \text{ m}$$

$$P_E(0) = (1,15 \times 10^5 - 1,25 \times 10^5) \text{ Nm}^{-2}$$

Rezultatele aplicării procedurii de proiectare asistată, pentru datele inițiale alese ca exemplu, conduc la o corectă predimensionare.

6.2.4.2. Amplificatoare clasă B

Spre deosebire de amplificatoarele în clasa A, cele din clasa B conțin două rezistențe variabile. Mărimea de intrare X_I acționează simultan asupra ariilor de trecere $A_s(X_I)$ și respectiv $A_0(X_I)$, formate între mecanismul obturator și scaunul dublu. Efectele intrării asupra celor două rezistențe R_1, R_2

sînt însă opuse (montaj diferențial). Deplasarea X_I a obturatorului provoacă creșterea ariei de trecere A_s și, în același timp, scăderea ariei A_0 , obținîndu-se un efect de modulare mai puternic asupra debitului care străbate amplificatorul (Fig. 6.3, b).

Modelul matematic. Fiecare dintre pozițiile relative ale celor două obturatoare, cuplate mecanic, în raport cu cele două scaune din corpul amplificatorului se definesc ca variabile intermediare, astfel încît: $A_s(Z)$, $A_0(Y)$.

Constructiv, variabilele X, Y, Z sînt legate prin două relații geometrice, care rezultă din schema de principiu a amplificatorului pe care le vom denumi relații geometrice, de legătură:

$$X + Y = C_1; \quad X + Z = C_2 \quad (6.71)$$

Eliminarea variabilelor interne din ecuația de conservare a debitului masic în regim staționar conduce la exprimarea *caracteristicii interne a amplificatorului*:

$$\frac{\alpha_s P_s N_s(P_s, P_E)}{\alpha_0 P_E N_0(P_E, P_0)} = \frac{A_0(C_1 - X)}{A_s(C_2 - X)} \quad (6.72)$$

Problemele de analiză și proiectare asistată de calculator a amplificatoarelor pneumatice în clasa B devin similare problemelor celor din clasa (A) (problema 6.4, 6.5), exceptînd contribuția caracteristicii interne (6.72) și un criteriu suplimentar de proiectare, care se referă la debitul maxim livrat în condiții particulare (ieșirea în atmosferă).

Amplificatoarele cu consum permanent (clasa B) utilizează diverse combinații de corpuri obturatoare:

A_s	con	con-	sferă	sferă
A_0	con	sferă	con	sferă

Combinațiile de tip con-disc, sferă-disc nu sînt, în general, compatibile din punct de vedere al cursei celor două obturatoare, rezistența cu disc avînd o cursă foarte redusă în raport cu cele sferice și conice. Pe de altă parte, forma scaunelor poate fi cea de scaun drept și scaun tronconic.

Datorită multitudinii combinațiilor posibile, amplificatoarele din clasa B au caracteristici variate, de la realizare la realizare.

Pentru exemplificare se alege o combinație între un obturator sferic și scaun drept pentru rezistența R_1 și, respectiv, cu obturator tronconic și scaun drept pentru rezistența R_2 .

În fig. 6.9, a este definită geometria celor două rezistențe variabile ale amplificatorului, ceea ce permite exprimarea ariilor de trecere, precum și a relațiilor geometrice de legătură (tabelul 6.1):

$$A_s(Z) = 0,5\pi D_0 \frac{Z^2 - 0,25(D_s^2 - D_0^2)}{\sqrt{Z^2 + 0,25D_0^2}} \quad (6.73)$$

$$A_0(Y) = \pi Y \sin \theta [D_0 - Y \sin \theta \cos \theta] \quad (6.74)$$

$$Z + Y = C_2 = 0,5(D_0 - D_T) + L_T + 0,5D_s - L_s \quad (6.75)$$

$$X + Y = C_1 = L_1 - L_3 - 0,5(D_c - D_0) \operatorname{ctg} \theta \quad (6.76)$$

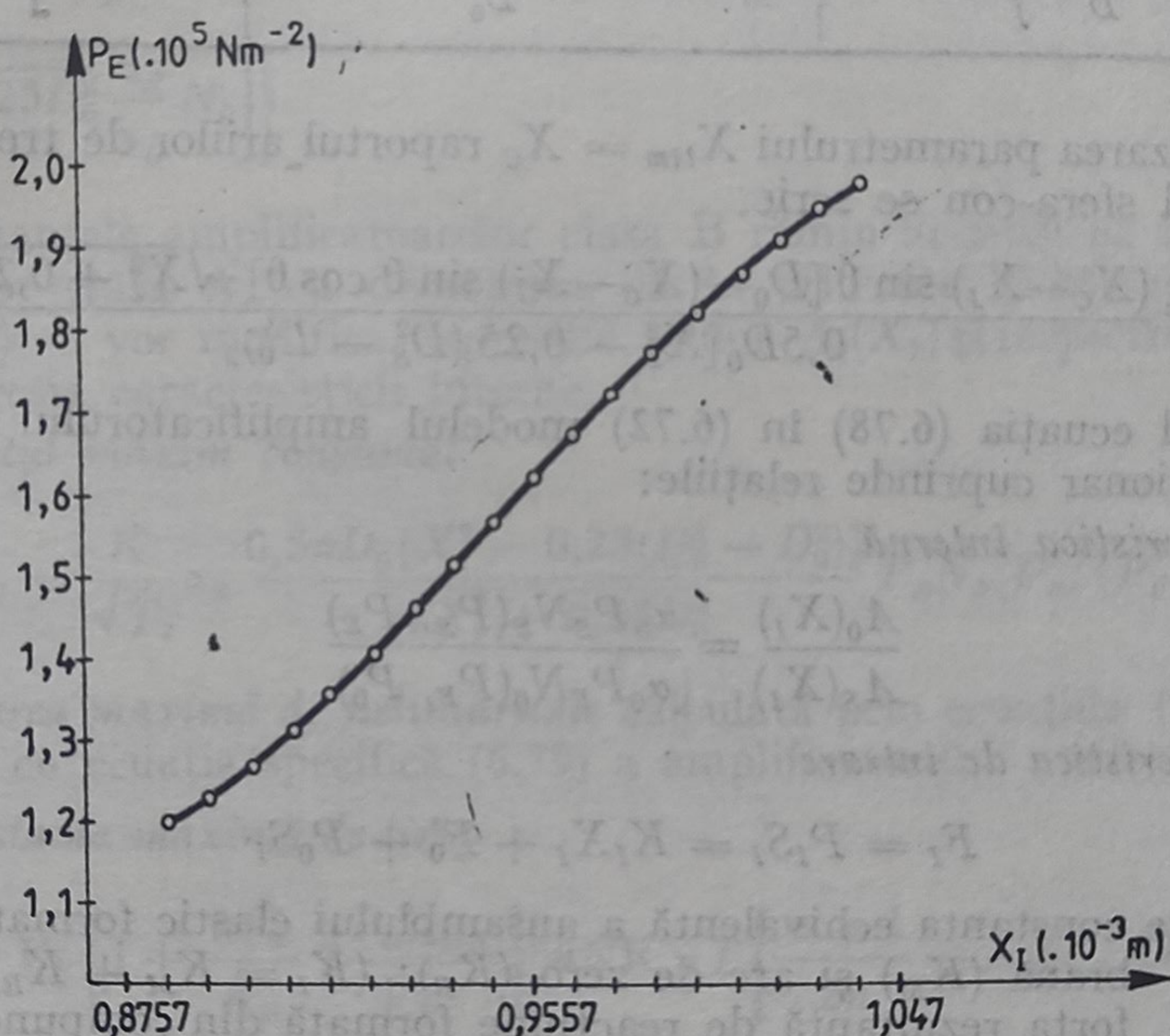
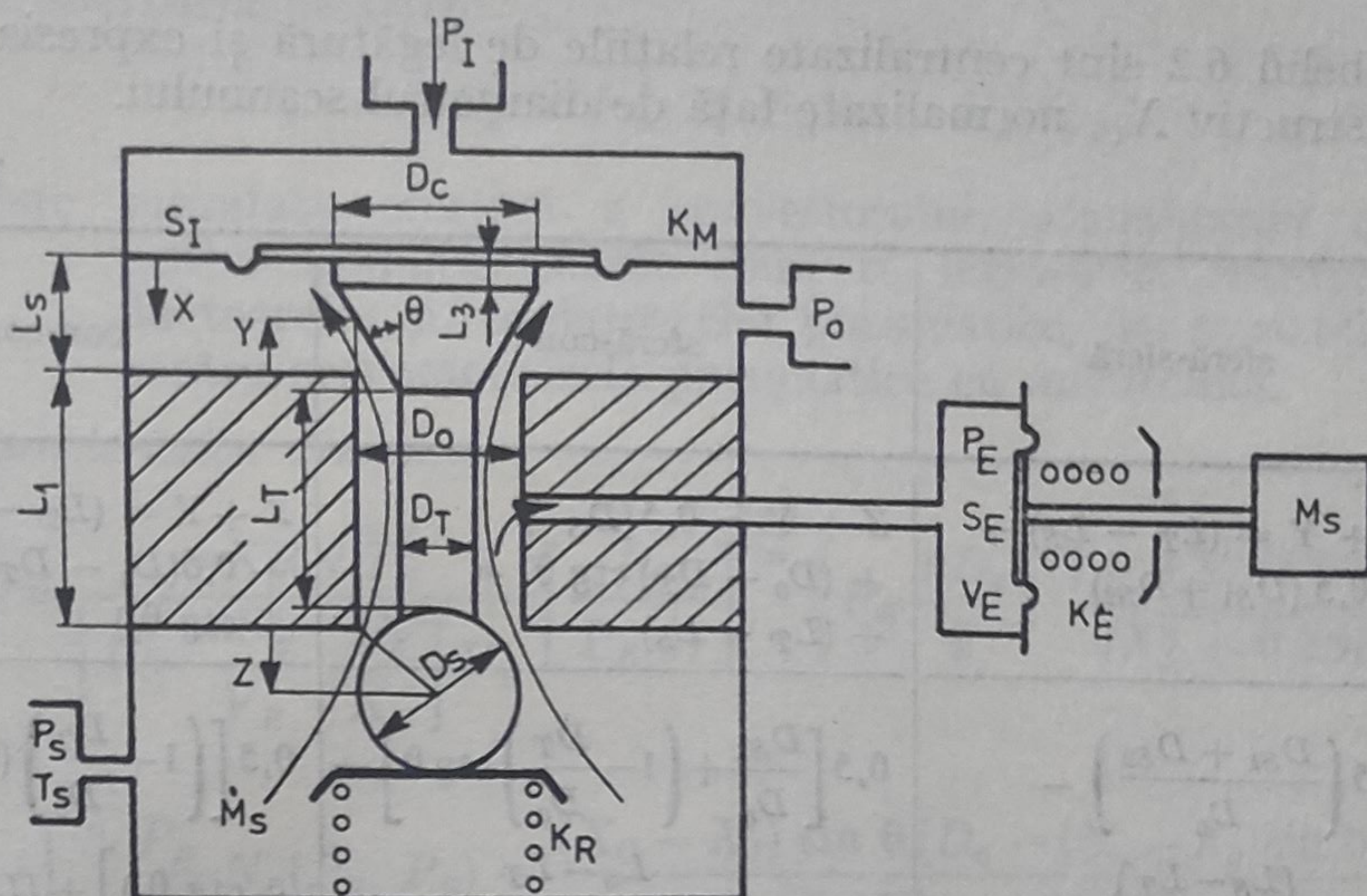


Fig. 6.9. Amplificator pneumatic clasa B:
a — schema constructivă; b — caracteristica statică.

Deoarece prin construcția mecanismului obturator $X = Z$, se obține:
 $C_1 = C_2 X_C$.

Notăm prin X_{lim} valoarea deplasării obturatorului care asigură închiderea completă a obturatorului. Prin folosirea ecuației (6.75) se obține:

$$X_C = 0,5(D_0 - D_T) \operatorname{ctg} \theta + 0,5D_S + L_T - L_S \quad (6.77)$$

Expresia (6.77) constituie o relație de bază în analiza și proiectarea amplificatoarelor din clasa B și este implementată în subprogramul AMP. Pentru o valoare impusă a parametrului X_C rezultă univoc diferența între lungimea scaunului și lungimea tijei.

În tabelul 6.2 sînt centralizate relațiile de legătură și expresia parametrului constructiv X_c , normalizate față de diametrul scaunului.

Tabelul 6.2

Tipul obturatoarelor	sferă-sferă	sferă-con	con-con
Relația de legătură	$Z + Y = (L_T - L_S) + 0,5 (D_{S1} + D_{S2})$	$Z + Y = 0,5 [D_S + (D_0 - D_T) \operatorname{ctg} \theta] + (L_T - L_S)$	$Z + Y = (L_T - L_S) + 0,5 (D_0 - D_T) (\operatorname{ctg} \theta_1 + \operatorname{ctg} \theta_2)$
$\frac{X_{lim}}{D_0}$	$0,5 \left(\frac{D_{S1} + D_{S2}}{D_0} \right) - \left(\frac{L_S - L_T}{D} \right)$	$0,5 \left[\frac{D_{S1}}{D_0} + \left(1 - \frac{D_T}{D_0} \right) \operatorname{ctg} \theta \right] - \frac{L_S - L_T}{D_0}$	$0,5 \left[\left(1 - \frac{D_T}{D_0} \right) (\operatorname{ctg} \theta_1 + \operatorname{ctg} \theta_2) \right] + (L_T - L_S)/D_0$

Prin utilizarea parametrului $X_{lim} = X_c$ raportul ariilor de trecere pentru amplificatorul sferă-con se scrie.

$$\frac{A_0(X_I)}{A_S(X_I)} = \frac{(X_c - X_I) \sin \theta [D_0 - (X_c - X_I) \sin \theta \cos \theta] \cdot \sqrt{X_I^2 + 0,25 D_0^2}}{0,5 D_0 [X_I^2 - 0,25 (D_S^2 - D_0^2)]} \quad (6.78)$$

Înlocuind ecuația (6.78) în (6.72) modelul amplificatorului în clasa B în regim staționar cuprinde relațiile:

— caracteristica internă

$$\frac{A_0(X_I)}{A_S(X_I)} = \frac{\alpha_S P_S N_S(P_S, P_E)}{\alpha_0 P_E N_0(P_E, P_0)} \quad (6.79)$$

— caracteristica de intrare

$$F_I = P_I S_I = K_I X_I + F_0^* + P_0 S_I$$

unde: K_I este constanta echivalentă a ansamblului elastic format din membrană (K_M) și arc de zero (K_R): ($K_I = K_M + K_R$);

F_0^* — forța rezultantă de reacțiune formată din compunerea forței aerodinamice pe obturator (relativ scăzută) și forța de pretenționare a arcului de zero.

OBSERVAȚIE. În caracteristica de intrare atât a amplificatoarelor din clasa A, cât și a celor din clasa B s-a neglijat dinamica mecanismului, astfel încît impedanța mecanică se reduce la constanta de elasticitate totală. Această ipoteză este în general valabilă datorită maselor reduse ale mecanismelor obturatoare și valorii ridicate ale constantelor K_R .

Exemplul 6.5. Dacă: $M = 35 \cdot 10^{-3}$ kg; $B_v = 0$; $k_I = 15,72 \cdot 10^3$ N/m

atunci: $Z_M(s) = 35 \cdot 10^{-3} s^2 + 15,72 \cdot 10^3$

astfel încît: $\omega_n = \sqrt{\frac{k_I}{M}} = 283$ rad/s.

În concluzie, mecanismul obturator introduce, prin $Z_M(s)$, în modelul de regim dinamic o constantă parazită de timp, de aproximativ 0,38 ms., ceea ce argumentează, pentru amplificatoarele pneumatice ipoteza $Z_M \simeq K_I$.

• *Caracteristica de ieșire*

$$F_E = P_E S_E = F_{\Sigma E} + P_0 S_E + K_E X_E \quad (6.81)$$

unde S_E este suprafața efectivă a convertorului, aproximativ constantă pentru amplificatoarele clasa B, incluse în construcția transductoarelor și reguletoarelor pneumatice, dar variabilă (§ 5.4) pentru servomotoarele pneumatice cu membrană.

• *Caracteristica dinamică*

$$\begin{aligned} \frac{dP_E}{dt} = & \frac{nKR \sqrt{T_S}}{\left[1 + \frac{nS_E^2}{V_E} \cdot \frac{P_E}{K_E}\right] V_E} \left[\frac{P_E}{P_E(0)}\right]^{\frac{n-1}{2n}} \left\{ P_E \frac{\pi D_0}{2} \frac{X_I^2 + 0,25(D_0^2 - D_S^2)}{\sqrt{X_I^2 + 0,25D_0^2}} \alpha_S \times \right. \\ & \times \left(\left[\frac{P_E}{P_E(0)}\right]^{\frac{n-1}{2n}} \frac{P_S}{P_E} N_S(P_S, P_E) - \frac{(X_C - X_I) \sin \theta [D_0 - (X_C - X_I) \sin \theta \cos \theta]}{0,5D_0[X_I^2 - 0,25(D_S^2 - D_0^2)]} \times \right. \\ & \left. \left. \times \sqrt{X_I^2 + 0,25D_0^2} \frac{\alpha_S}{\alpha_0} N_0 \right) \right\} \end{aligned} \quad (6.82)$$

Performanțele amplificatoarelor clasa B rămân aceleași ca în cazul amplificatoarelor clasa A, cu deosebirea că în criteriile (6.46), (6.47), (6.48), (6.49), (6.52) se vor modifica expresiile ariilor $A_s(X_I)$ și respectiv $A_0(X_I)$, precum și expresia caracteristicii interne.

(1) *debitul maxim consumat*

$$\dot{M}_{MAX} = \frac{K}{\sqrt{T_S}} \alpha_S \frac{0,5\pi D_0 [X_I^2 - 0,25(D_S^2 - D_0^2)]}{\sqrt{X_I^2 + 0,25D_0^2}} P_S N_S[P_S, (P_E)_{MAX}] \quad (6.83)$$

(2) *eroarea maximă de neliniaritate* calculată prin ecuațiile (6.47), (6.48), dar cuplate cu ecuația specifică (6.79) a amplificatorului analizat.

(3) *constantă maximă de timp*

$$\begin{aligned} (\tau)_{MAX} = & V_E \left[1 + \frac{nS_S^2}{K_E} \frac{(P_E)_{MIN}}{V_E} \right] \left\{ nKR \sqrt{T} \left[\frac{n+1}{2n} + K_S(P_S, (P_E)_{MIN}) + \right. \right. \\ & \left. \left. + K_0((P_E)_{MIN}, P_0) \right] N_0[(P_E)_{MIN}, (P_0)] \alpha_0 \cdot A_0[(X_I)_{MIN}] \right\} \end{aligned} \quad (6.84)$$

(4) *factorul maxim de amplificare*

$$(K_A)_{MAX} = \left\{ \frac{S_I}{K_I} \frac{P_E}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_S + K_0 \right]} \frac{X_I [X_I^2 + 0,25(D_S^2 + D_0^2)]}{[X_I^2 - 0,25(D_S^2 - D_0^2)] \cdot [X_I^2 + 0,25D_0^2]} \right\} \quad (6.84')$$

Specific amplificatoarelor din clasa B este criteriul de performanță denumit tehnic debitului maxim livrat. Acest regim particular constă în mon-

tarea ieșirii amplificatorului în serie cu un debitmetru (cu rezistența practic neglijabilă) și asigurarea unei intrare capabilă să închidă aria de trecere $A_0(X_I = X_C)$.

(5) *debitul maxim livrat*

$$\dot{M}_{LIVRAT} = \frac{K}{\sqrt{T_S}} \alpha_S \frac{0,5\pi D_0 [(X_C)^2 - 0,025(D_S^2 - D_0^2)]}{\sqrt{(X_C)^2 + 0,25D_0^2}} P_S N_S(P_S, P_0) \quad (6.85)$$

Problema 6.5. *Analiza amplificatorului clasa B*

• *Date inițiale:*

- caracteristici geometrice; $\{\theta, D_0, D_S, D_T, D_L, L_T, L_S, L_3, L_1\}$
- caracteristici ale elementelor elastice; $\{K_I, S_I, K_E, S_E\}$
- caracteristici funcționale $\{P_S, T_S, P_0\}$
- caracteristici coeficienți de pondere $\{\alpha_S, \alpha_0, n\}$.

• *Date calculate:*

- caracteristica internă într-un număr de puncte stabilite de utilizator în cadrul subprogramului AMP din sistemul SIPASAP (fig. 6.9, b);
- performanțele, funcție de punctul de funcționare

$$\{\dot{M}, \varepsilon_N, \tau, K_A, \dot{M}_{LIVRAT}\}$$

- caracteristica în regim tranzitoriu pentru o variație treptată a semnalului de intrare $[X_I(F) - X_I(0)]$.

Subprogramele de analiză pentru amplificatorul clasa B sînt date după cum urmează:

Subprogramul AMPS: analiza regimului static — listing 6.4;

Subprogramul SAL: analiza regimului dinamic liniarizat — listing 6.5;

Subprogramul SAM: analiza regimului dinamic neliniar — listing 6.6.

Rezultatele simulării — listing 6.7.

Problema 6.6. *Proiectarea amplificatorului clasa B.* Amplificatoarele din clasa B (numite în unele lucrări amplificatoarele de putere) sînt blocurile finale din construcția traductoarelor și traductoarelor pneumatice, astfel încît domeniul de variație al presiunii de ieșire este precizat: $P_E = 1,2 \times 10^5 \div 2 \times 10^5 \text{ N/m}^2$. În același timp presiunea de alimentare este $P_S = 2,4 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ și $P_0 \simeq 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$.

Deși nu trebuie considerată unică, totuși procedura de calcul inclusă în sistemul SIPASAP este optimă.

• *Procedură de calcul*

1° Se stabilesc condițiile funcționale $\{P_S, P_0, T_S\}$, se impun limitele presiunii de ieșire $\{P_E(0), P_E(F)\}$ și se estimează coeficienții de pondere $\{\alpha_S, \alpha_0, n\}$. Totodată se impune domeniul de variație al presiunii de intrare $\{P_I(0), P_I(F)\}$ și se precizează caracteristicile sarcinii, cuplate la ieșirea amplificatorului (S_E, K_E)

Exemplu: $P_S = 2,4 \times 10^5 \text{ N/m}^2$; $P_0 = 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2$; $T_S = 288 \text{ K}$

$P_E(0) = 1,2 \times 10^5 \text{ N/m}^2$; $P_E(F) = 2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$

$\alpha_S = 0,82$; $\alpha_0 = 0,79$; $n = 1,2$

$P_I(0) = 1,18 \times 10^5 \text{ N/m}^2$; $P_I(F) = 1,24 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

Listing 6.4

```

SUBROUTINE AMP(X,P1,IR)
REAL LT,LS,L1,L3,KR
EXTERNAL F1,F2
COMMON/AP/A1,A2,D0,TE,A3,XC,PS,P0,DS,AS1,X0,XF
NR=1
NW=1
IF(IR.EQ.1)GO TO 5
WRITE(NW,11)
11 FORMAT(10X,'*AMPLIFICATOR CON-BILA*')
WRITE(NW,1)
1 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:PS,P0,AS1,A10,D0,DT,TE,LT')
READ(NR,2)PS,P0,AS1,A10,D0,DT,TE,LT
2 FORMAT(8F10.0)
WRITE(NW,3)
3 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:DS,L3,DC,KR,SE,P1F(0),P1F(F)')
READ(NR,2)DS,L3,DC,KR,SE,P10,P1F
TE=3.1416*TE/180.
TT=COS(TE)/SIN(TE)
A3=0.25*(DS**2-D0**2)
DM=SE*(P1F-P10)/KR
33 WRITE(NW,44)
44 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:XC ;(XC=0 ;TERMINAT)')
READ(NR,2)XCC
IF(XCC.EQ.0.)GO TO 5
XC=XCC
LS=LT+0.5*((D0-DT)*TT+DS)-XC
L1=XC+L3+0.5*(DC-D0)*TT
A1=1.2E5*CN(1.2E5,P0)*A10
A2=PS*CN(PS,1.2E5)*AS1
CALL REZ(0.,XC,F1,1.E-4,X0)
A1=2.E5*CN(2.E5,P0)*A10
A2=PS*CN(PS,2.E5)*AS1
CALL REZ(0.,XC,F1,1.E-4,XF)
DX=XF-X0
WRITE(NW,4)DX,DM,LS,L1,X0,XF
4 FORMAT(5X,'DX=',E12.5/5X,'DM=',E12.5/5X,'LS=',E12.5/5X,'L1=
$,E12.5/5X,'X0=',E12.5/5X,'XF=',E12.5/)
X=X0
GO TO 33
5 CONTINUE
V1=(XC-X)*SIN(TE)*(D0-(XC-X)*SIN(TE)*COS(TE))
V2=SQRT(X**2+D0*D0/4)*A10
A1=V1*V2
A2=D0*(X**2-A3)*PS*AS1/2
CALL SOL(P0,PS,F2,1.E-4,P1)
RETURN
END
FUNCTION F1(X)
COMMON/AP/A1,A2,D0,TE,A3,XC,PS,P0,DS,AS1,X0,XF
V1=(XC-X)*SIN(TE)*(D0-(XC-X)*SIN(TE)*COS(TE))
V2=SQRT(X**2+D0*D0/4)*A1
V3=D0*(X**2-A3)*A2/2
F1=V1*V2-V3
RETURN
END

```


Listing 6.4 (continue)

```

SUBROUTINE REZ(A,B,F,ER,X)
  XS=A
  XD=B
  YS=F(XS)
1  X=(XS+XD)/2
  IF(ABS(XS-XD)/1.E-4.LE.ER)GO TO 3
  Y=F(X)
  IF(Y.EQ.0.)GO TO 3
  IF(YS*Y.LT.0)GO TO 2
  XS=X
  YS=Y
  GO TO 1
2  XD=X
  GO TO 1
3  RETURN
END
FUNCTION F2(X)
COMMON/AP/A1,A2,D0,TE,A3,XC,PS,PO,DS,AS1,X0,XF
F2=A2*CN(PS,X)-A1*CN(X,PO)*X
RETURN
END
SUBROUTINE SOL(A,B,F,ER,X)
  XS=A
  XD=B
  YS=F(XS)
1  X=(XS+XD)/2
  IF(ABS(XS-XD)/1.E5.LE.ER)GO TO 3
  Y=F(X)
  IF(Y.EQ.0.)GO TO 3
  IF(YS*Y.LT.0)GO TO 2
  XS=X
  YS=Y
  GO TO 1
2  XD=X
  GO TO 1
3  RETURN
END

```

Listing 6.5

```

CALL RUTX
CALL SIMSID(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
CALL DAMP(1,1,1)
DO 1 I=1,NY
  IEQ=NYP2+I
1  Y(IEQ)=F(I)
  RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
CALL XAMP(VI,VE,1,1,1,0)
RETURN
END

```


Listing 6.5 (continuare)

```

SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END

SUBROUTINE RAMP(JX,JY,JP,JC)
REAL KA
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
NR=1
NW=1
WRITE(NW,10)
10 FORMAT(10X,'* AMPLIFICATOR CON-BILA */)
WRITE(NW,1)
1 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P(0),TAU,KA,X(0)')
READ(NR,2)PO,TAU,KA,XO
2 FORMAT(8F10.0)
IF(JC.EQ.1)GO TO 4
WRITE(NW,3)
3 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:X(F)')
READ(NR,2)XF
X(JX+1)=XF
4 CONTINUE
P(JP)=TAU
P(JP+1)=KA
P(JP+2)=PO
X(JX)=XO
RETURN
END

SUBROUTINE RUTX
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
CALL RAMP(1,1,1,0)
RETURN
END

SUBROUTINE XAMP(VI,VE,JY,JX,JP,JC)
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
IF(JC.EQ.1)GO TO 1
X(JX+2)=X(JX+1)-X(JX)
GO TO 2
1 X(JX+2)=VI-X(JX)
X(JX)=VI
2 X(JX+3)=P(JP+2)+Y(JY)
VE=X(JX+3)
RETURN
END

SUBROUTINE DAMP(JY,JX,JP)
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
F(JY)=(P(JP+1)*X(JX+2)-Y(JY))/P(JP)
RETURN
END

```


Listing 6.6

```

      CALL RUTX
      CALL SIMSID(1,0)
      STOP
      END
      SUBROUTINE DERFUN
      COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
      $NR,NW
      CALL DAM(1,1,1)
      DO 1 I=1,NY
      IEQ=NYP2+I
1      Y(IEQ)=F(I)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE XVAL
      COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
      $NR,NW
      CALL XAM(VI,VE,1,1,1,0)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE PARMOD
      COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
      $NR,NW
      RETURN
      END
      SUBROUTINE RUTX
      COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
      $NR,NW
      CALL RAM(1,1,1,0)
      RETURN
      END
      SUBROUTINE RAM(JY,JX,JP,JC)
      REAL K,KR,N
      COMMON PS,PO
      COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
      $NR,NW
      DATA K,R/0.0404,287./
      NR=1
      NW=1
      WRITE(NW,1)
1      FORMAT(10X,'* AMPLIFICATOR CON-BILA */)
      WRITE(NW,2)
2      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC'/)
      READ(NR,3)AL1,AL2,SE,KR,N,T,VC
3      FORMAT(8F10.0)
      WRITE(NW,4)
4      FORMAT(1X,'INTRODUCETI:XC,DO,DS,TE,PS,PO,PC(0)')

```


Listing 6.6 (continuare)

```

WRITE(NW,5)
4  FORMAT(1X, 'INTRODUCETI: XC, DO, DS, TE, PS, PO, PC(0)')
   READ(NR,3) XC, DO, DS, TE, PS, PO, PCO
   TE=3.1416*TE/180.
   IF(JC.EQ.1) GO TO 6
   WRITE(NW,5)
5  FORMAT(1X, 'INTRODUCETI: X(F)')
   READ(NR,3) XF
   X(JX+2)=3.1416*AL1*DO*(XF*XF-0.25*(DS*DS-DO*DO))/(2*SQRT,
$XF*XF+0.25*DO*DO))*PS/PCO**((N-1)/(2*N))
   X(JX+3)=3.1416*AL2*(XC-XF)*SIN(TE)*(DO-(XC-XF)*SIN(TE)*
$COS(TE))
6  P(JP)=(N-1)/(2*N)
   Y(JY)=PCO
   X(JX)=N*K*T*SQRT(T)/PCO**P(JP)
   X(JX+1)=(N+1)*SE*SE/KR
   P(JP+1)=PCO**P(JP)
   P(JP+2)=VC
   P(JP+3)=DO
   P(JP+4)=TE
   P(JP+5)=XC
   P(JP+6)=DS
   P(JP+7)=AL2
   P(JP+8)=AL1
   RETURN
   END
   SUBROUTINE XAM(VI,VE,JY,JX,JP,JC)
   COMMON PS,PO
   COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
   IF(JC.EQ.0) GO TO 1
   X(JX+2)=3.1416*P(JP+3)*(VI*VI-0.25*(P(JP+6)**2-P(JP+3)**2
$))/(2*SQRT(VI*VI+0.25*P(JP+3)**2))*PS*P(JP+8)/P(JP+1)
   X(JX+3)=3.1416*P(JP+7)*(P(JP+5)-VI)*SIN(P(JP+4))*(P(JP+3)
$-(P(JP+5)-VI)*SIN(P(JP+4))*COS(P(JP+4)))
1  X(JX+4)=X(JX+2)*CN(PS,Y(JY))
   X(JX+5)=CN(Y(JY),PO)*X(JX+3)
   X(JX+6)=P(JP+2)+X(JX+1)*Y(JY)
   RETURN
   END
   SUBROUTINE DAM(JY,JX,JP)
   COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
   VV=X(JX+4)*Y(JY)**P(JP)-X(JX+5)*Y(JY)
   F(JY)=X(JX)*Y(JY)**P(JP)*VV/X(JX+6)
   RETURN
   END

```


Listing 6.7

AMPLIFICATOR CON-BILA

INTRODUCETI: PS, PO, AS1, A10, DO, DT, TE, LT
2.4E5, 1.E5, 0.82, 0.79, 2.825E-3, 1.3E-3, 15., 3.1E-3

INTRODUCETI: DS, L3, DC, KR, SE, P1P(0), P1P(F)
3.175E-3, 1.04E-3, 3.1E-3, 12.E3, 3.5E-4, 1.18E5, 1.23E5

INTRODUCETI: XC ; (XC=0 ; TERMINAT)
1.7E-3

DX= .17742E-03
DM= .14583E-03
LS= .58332E-02
L1= .32532E-02
X0= .87579E-03
XF= .10532E-02

INTRODUCETI: XC ; (XC=0 ; TERMINAT)
0.

INTRODUCETI: T, VCA, SEA, KRA, N, DELTAX
288., 50.E-6, 6.1E-4, 1.E4, 1.2, 1.E-5

X	P1	DB	KA	TAU
.87579E-03	.12000E+06	.30273E-03	.33563E+09	.76977E-01
.88579E-03	.12345E+06	.32373E-03	.37642E+09	.85202E-01
.89579E-03	.12730E+06	.34485E-03	.41996E+09	.93842E-01
.90579E-03	.13152E+06	.36575E-03	.45757E+09	.10105E+00
.91579E-03	.13607E+06	.38610E-03	.49182E+09	.10755E+00
.92579E-03	.14092E+06	.40567E-03	.52070E+09	.11298E+00
.93579E-03	.14599E+06	.42419E-03	.54236E+09	.11705E+00
.94579E-03	.15122E+06	.44144E-03	.55547E+09	.11954E+00
.95579E-03	.15654E+06	.45722E-03	.55951E+09	.12039E+00
.96579E-03	.16184E+06	.47139E-03	.55469E+09	.11964E+00
.97579E-03	.16707E+06	.48385E-03	.54199E+09	.11747E+00
.98579E-03	.17216E+06	.49456E-03	.52283E+09	.11415E+00
.99579E-03	.17705E+06	.50356E-03	.49886E+09	.10994E+00
.10058E-02	.18170E+06	.51088E-03	.47166E+09	.10512E+00
.10158E-02	.18609E+06	.51665E-03	.44269E+09	.99940E-01
.10258E-02	.19021E+06	.52096E-03	.41201E+09	.94342E-01
.10358E-02	.19403E+06	.52404E-03	.37935E+09	.88182E-01
.10458E-02	.19756E+06	.52602E-03	.34918E+09	.82458E-01 STOP

2° Se alege diametrul scaunului comun, ca dimensiune de bază a construcției amplificatorului, precum și diametrul tijei

$$D_0 = 2,825 \times 10^{-3} \text{ m}, \quad D_T = 1,3 \times 10^{-3} \text{ m}$$

3° Se calculează $X_I(0)$ și $X_I(F)$ din caracteristica internă a amplificatorului (ecuația (6.79))

$$\frac{A_0(X_I(0))}{A_S(X_I(F))} = \frac{\alpha_S P_S N_S(P_S, P_E(0))}{\alpha_0 P_E(0) N_0(P_E(0), P_0)}$$

$$\frac{A_0(X_I(F))}{A_S(X_I(F))} = \frac{\alpha_S P_S N_S(P_S, P_E(F))}{\alpha_0 P_E(F) N_0(P_E(F), P_0)}$$

4° Se calculează D_s din condiția de debit maxim consumat

$$\dot{M}_{MAX}(D_0, D_s, X_I(0)) \leq \dot{M}_{impus}^{(1)}$$

5° Se calculează constanta X_c a amplificatorului din condiția de debit maxim livrat (6.85).

$$\dot{M}_{LIVRAT}(D_0, D_s, X_c) \leq \dot{M}_{impus}^{(2)}$$

6° Se alege o valoare pentru unghiul conului obturator, precum și o lungime a tijei $L_T(\theta = 15^\circ, L_T = 3,1 \times 10^{-3})$.

7° Se calculează lungimea scaunului (ecuația 6.77)

$$L_s = 0,5 (D_0 - D_T) \operatorname{ctg} \theta + 0,5 D_s + L_T - X_c = 5,83 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

8° Se alege un diametru al conului ($D_c = 3,1 \times 10^{-3} \text{ m}$) și o grosime $L_3(L_3 = 1,04 \times 10^{-3} \text{ m})$.

9° Se calculează ultima dimensiune a amplificatorului

$$L_1 = X_c + L_3 + 0,5 (D_c - D_0) \operatorname{ctg} \theta = 3,247 \times 10^{-3} \text{ m}$$

10° Se determină volumul V_E din criteriul constantei de timp maximă (ecuația 6.83).

11° Se predimensionează adaptorul de impedanță de intrare al amplificatorului. Prin alegerea suprafeței efective $S_I = 3,517 \times 10^{-4} \text{ m}$ se obține constanta echivalentă de elasticitate.

$$K_I = S_I \frac{P_I(F) - P_I(0)}{X_I(F) - X_I(0)}$$

12° Se calculează pretensionarea arcului de zero al adaptorului

$$F_0^* = P_I(0) S_I - K_I X_I(0)$$

Amplificatorul fiind complet proiectat, utilizatorul va apela subprogramul de analiză, care îi va furniza informația completă privind comportarea în regim staționar și tranzitoriu al acestui bloc.

Dacă performanța de eroare maximă de liniaritate este îndeplinită, proiectul este încheiat. Dacă caracteristica statică a amplificatorului prezintă neliniarități care depășesc valorile impuse, procedura de proiectare se reia pentru o nouă valoare a unghiului obturatorului tronconic [$15^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$].

Caracteristica de regim tranzitoriu se obține prin apelarea subprogramului rezistență — cameră intermediară — rezistență (§ 5.2.) în care ariile $A_s(X_I)$ și $A_0(X_I)$ au expresiile date de relațiile (6.73) și (6.74).

6.2.4.3. Amplificator clasă C (fig. 6.3, c)

În scopul reducerii consumului în regim staționar al amplificatorului din clasa B a fost introdusă o soluție, principal modificată, denumită curent amplificator cu consum intermitent, dacă ne referim la consum în regim tranzitoriu, sau amplificator repetor, dacă ne referim la caracteristica de regim staționar ($P_E = P_I$). Includem aceste blocuri funcționale în clasa C de amplificatoare pneumatice.

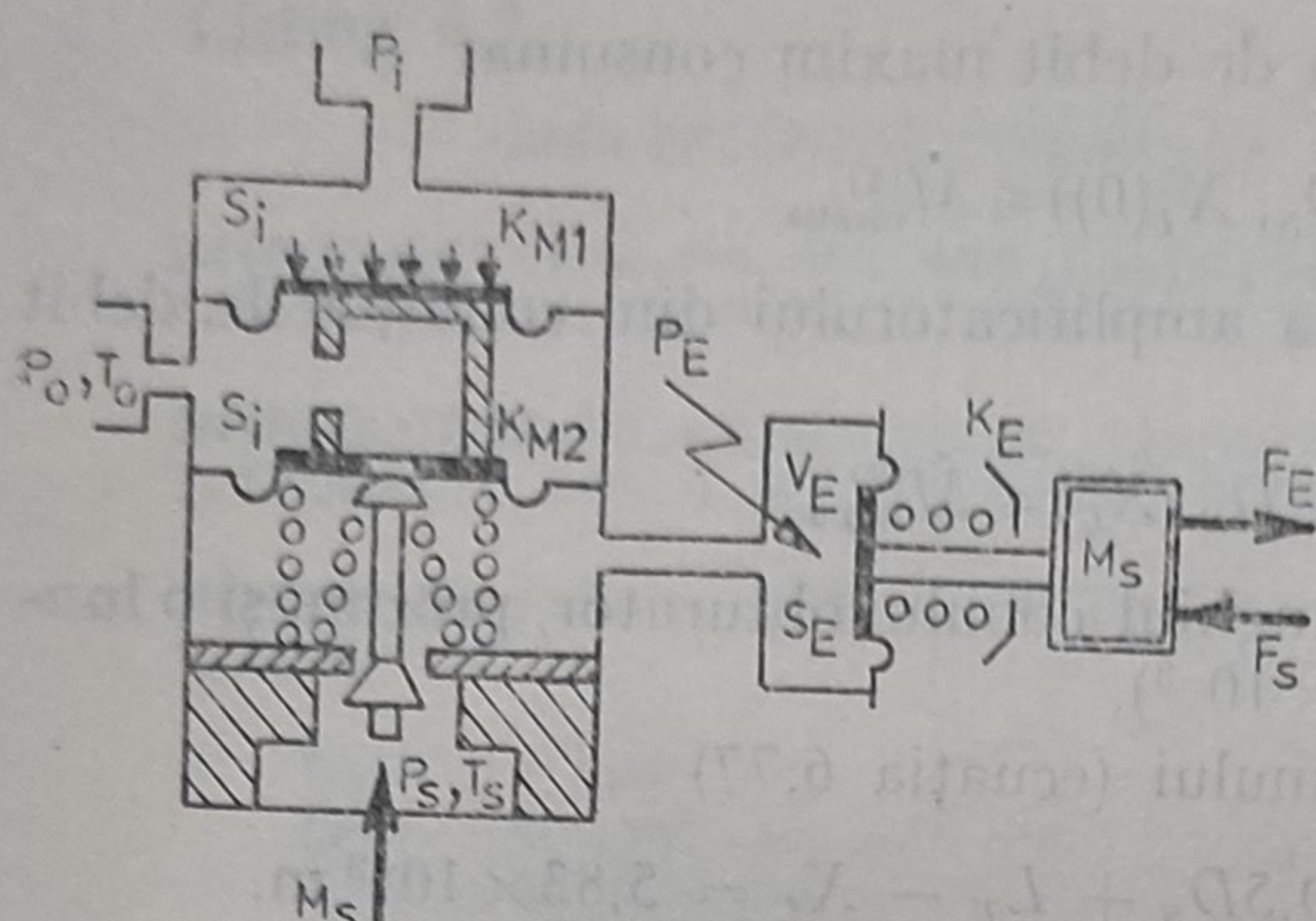


Fig. 6.10. Amplificator pneumatic clasa C.

Model matematic

(1) *Regim staționar.* Pentru oricare valoare a presiunii de intrare $P_I(0) \leq P_I \leq P_I(F)$, echilibrul mecanismului obturator este realizat, astfel încît ariile de trecere sînt nu pentru ambele rezistențe R_1 și R_2 . Datorită principiului constructiv (fig. 6.10), cursa obturatorului este limitată, astfel încît caracteristica statică a repertoriului are saturație.

(2) *Regim tranzitoriu de încărcare:* $P_I(0_+) > P_E(0)$

Datorită dezechilibrului forțelor active, care lucrează asupra obturatorului, se deschide aria de trecere A_s . Inițial cursa mecanismului va fi:

$$X(0_+) = \frac{S_I(P_I - P_E) - F_0}{K_1 + K_2} \quad (6.86)$$

unde: $P_I = P_I(0_+)$
 $P_E = P_I(0)$

În funcție de valoarea ariei de trecere $A_s(X(0_+))$, între sursa și sarcină are loc curgerea gazului comprimat. Valoarea inițială a debitului masic este exprimată prin relația:

$$\dot{M}_s(0_+) = \frac{K}{\sqrt{T_s}} \alpha_s \pi X(0_+) \sin \theta [D_{e1} - X(0_+) \sin \theta \cos \theta] P_s N_s[P_s, P_E(0)] \quad (6.87)$$

O dată cu creșterea presiunii, conform ecuației de încărcare a unei camere terminate printr-o rezistență turbulentă (§ 5.2.6) proces calculabil cu ajutorul subprogramului (ACTRT/N), se obține:

$$\frac{dP_E}{dt} = \frac{nKR\sqrt{T_s}}{V_E \left[1 + \frac{nS_E^2 P_E}{K_E V_E} \right]} P_s \left[\frac{P_s}{P_E(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}} N_s(P_R, P_E) \alpha_s A_s(x_I(0_+)) \quad (6.88)$$

Pentru noua valoare se obține o nouă poziție de echilibru (6.86), cu o cursă $x(t) < x(0_+)$, ceea ce determină reducerea debitului.

Înlocuind expresia ariei de trecere scaun drept/con, precesul tranzitoriu poate fi descris printr-o ecuație neliniară:

$$\frac{dP_E}{dt} = \frac{nKR\sqrt{T_s}}{V_E \left[1 + \frac{nS_E^2 P_E}{K_E V_E} \right]} P_s \left[\frac{P_E}{P_E(0)} \right]^{\frac{n-1}{n}} N_s(P_s, P_E) \alpha_s \pi \left[\frac{S_I(P_I - P_E) - F_0}{K_1 + K_2} \right] \sin \theta \times \\ \times \left[D_{01} - \frac{S_I(P_I - P_E) - F_0}{K_1 + K_2} \frac{\sin 2\theta}{2} \right] \quad (6.89)$$

Condiția inițială pentru integrarea ecuației (6.89) este $P_E(0) = P_I(0)$, iar condiția finală $P_E(F) = P_I(0_+)$. Integrarea se încheie atunci când aria $A_S(X_I)$ se anulează.

(3) *Regim tranzitoriu de descărcare* $P_I(0_i) < P_E(0)$:

Procesul decurge în sens invers; obturatorul rămîne pe loc și se deplasează scaunul purtat de membrana M_2 , astfel încît aria de trecere $A_0(X_I)$ se deschide, permițînd gazului comprimat din camera convertorului de ieșire să fie evacuat în atmosferă. Presiunea de ieșire scade pînă cînd se restabilește echilibrul:

$$\begin{aligned} P_E(t_f) &= P_I(0_+) \\ X(0_+) &= \frac{S_I(P_E(t) - P_I(0_+)) - F_0}{K_2} \end{aligned} \quad (6.90)$$

Ecuația de regim tranzitoriu se scrie sub forma

$$\begin{aligned} \frac{dP_E}{dt} &= - \frac{nKR \sqrt{T_S}}{V_E \left[1 + \frac{nS_E^2 P_E}{K_E V_E} \right]} \left[\frac{P_E}{P_E(0)} \right]^{\frac{3n-1}{n}} P_E \alpha_0 N_0(P_E, P_0) \pi \times \\ &\times \frac{S_I[P_E - P_I(0_+)] - F_0}{K_2} \sin \theta \times \left[D_{02} - \frac{S_I(P_E - P_I(0_+)) - F_0}{K_2} \sin \theta \cdot \cos \theta \right] \end{aligned} \quad (6.91)$$

unde $P_E(0) = P_I(0)$, $P_E(t_f) = P_I(0_+)$.

Ecuația (6.91) a fost scrisă pentru un obturator conic pe refulare, de același unghi ca și obturatorul pe alimentare.

Subprogramele de analiză și de proiectare sînt generale și pot fi utilizate pentru orice proiect de amplificator în clasa A și B. Pentru amplificatorul clasa C în sistemul SIPASAP s-a inclus numai subprogramul de analiză asistată, denumit AMPC.

Utilizatorul va putea elabora o nouă procedură de proiectare pe baza acestui subprogram de analiză.

În acest scop criteriile de performanță se vor schimba. Debitul consumat în regim permanent este prin definiție nul. În practică pentru a evita un fenomen negativ de apariție a unei zone de insensibilitate a amplificatorului se acceptă un debit de pierderi foarte mic între sursă și atmosferă. De asemenea indicatorul de liniaritate nu mai este necesar, deoarece el nu este afectat de proiectarea ariilor de trecere A_S , A_0 . Debitul livrat și constanta de timp nu mai pot fi definite prin relațiile (6.85) și, respectiv, (6.83). Sugerăm utilizarea criteriului de timp (finit) maxim de încărcare și, respectiv, descărcare pentru treapta cea mai mică de variație a intrării. Programul de analiză a amplificatorului în clasa C va fi succesiv rulat pentru o listă de valori ale unghiului la vîrf al conului sau pentru o listă de diametre ale obturatorului sferic.

6.3. Servomotoare pneumatice

Acționările pneumatice ocupă un loc central în ansamblul automatizărilor pneumatice, atât ca elemente de execuție în structura sistemelor de reglare automată și de urmărire (servosisteme), cât și în structura sistemelor de comandă automată.

Servomotoarele pneumatice sînt simple și robuste. Tipologia lor acoperă trei clase de mișcări ale sarcinilor mecanice:

(1) *mișcări liniare reversibile limitate*, cu simplu efect și cu dublu efect, reprezentate constructiv prin motoare cu cilindru și piston sau motoare cu membrană (fig. 6.11 a, b);

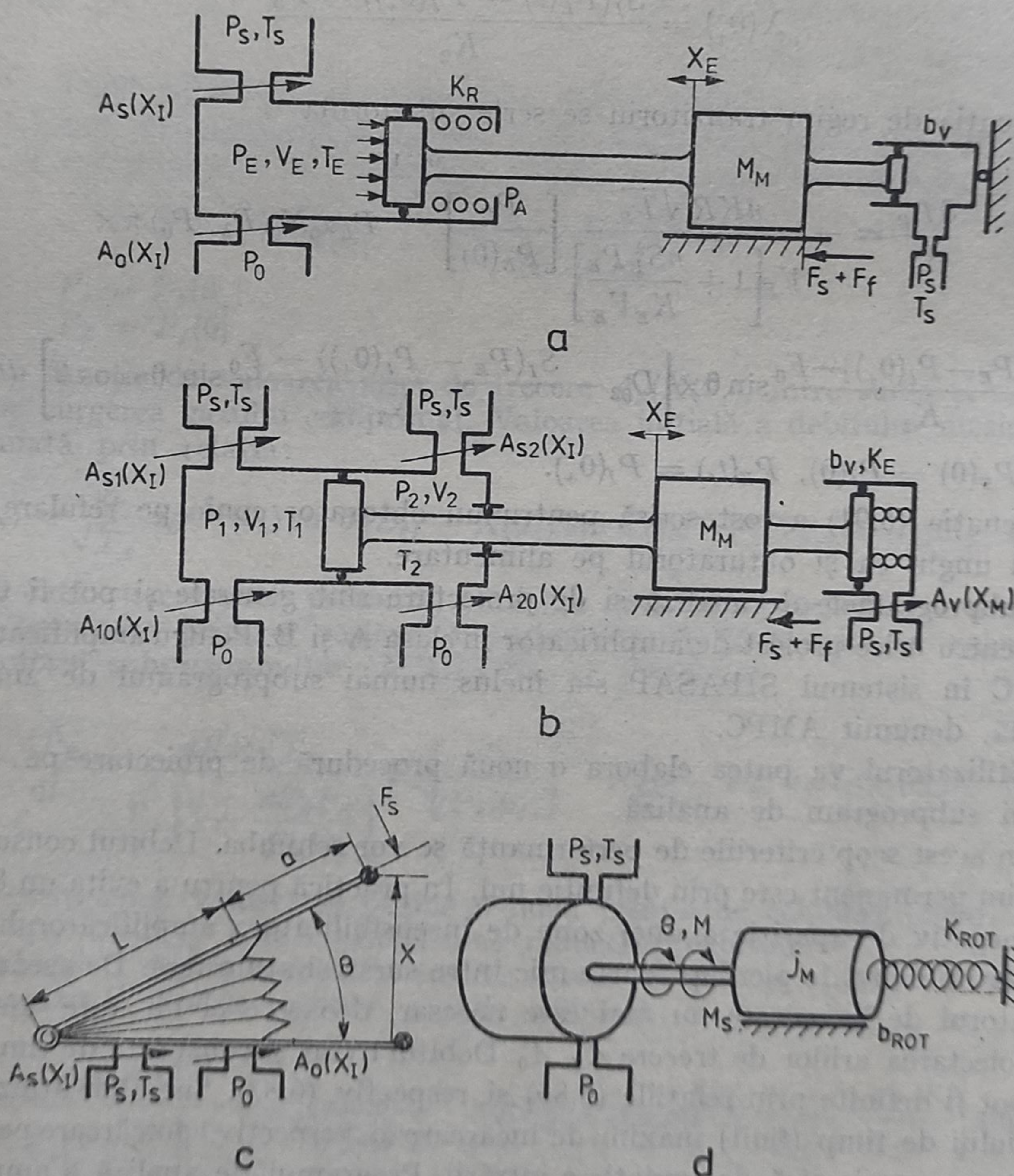


Fig. 6.11. Servomotoare pneumatice, principii funcționale:
a — cu piston cu simplu efect; b — cu piston cu dublu efect; c — cu silfon; d — cu palete.

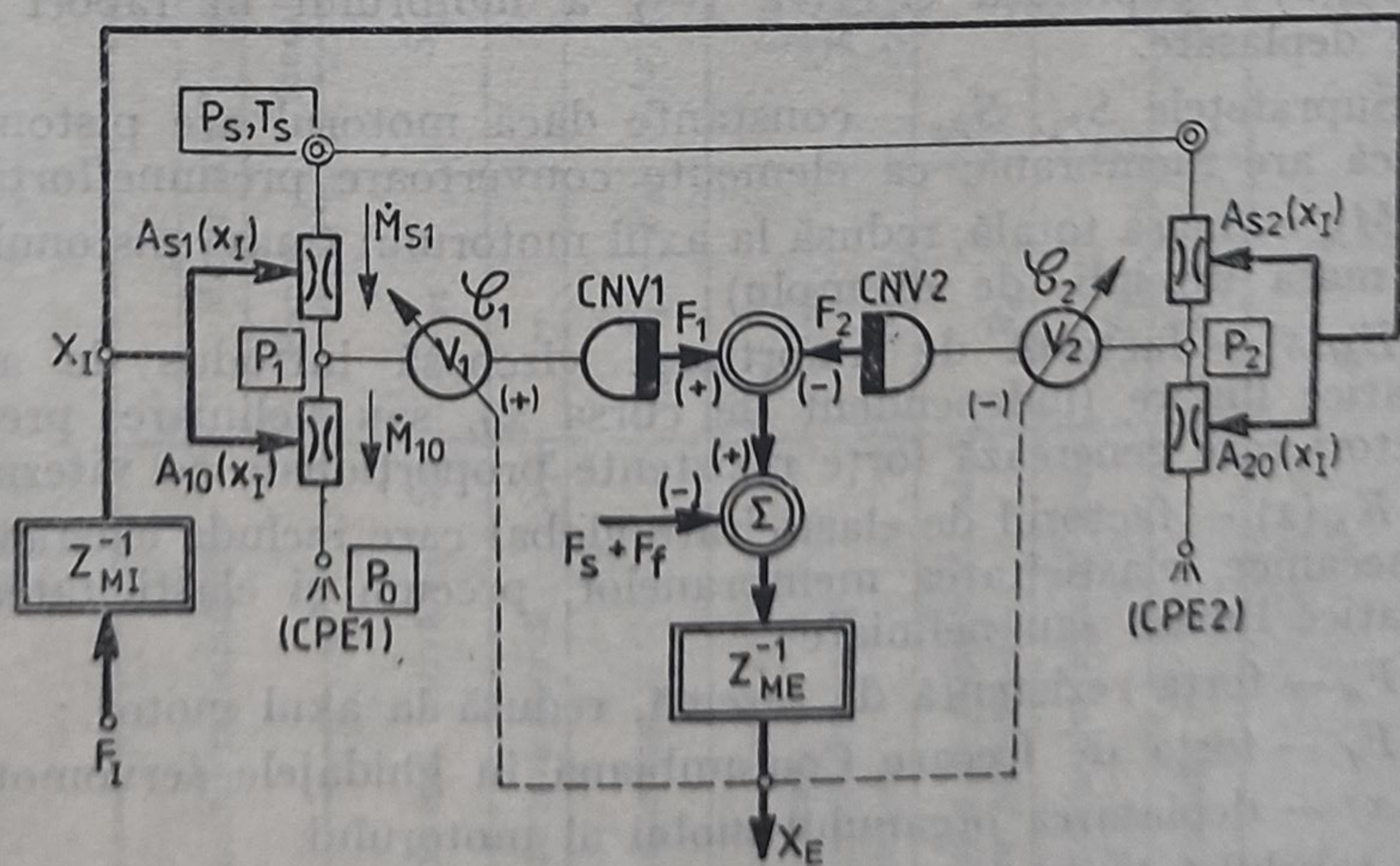
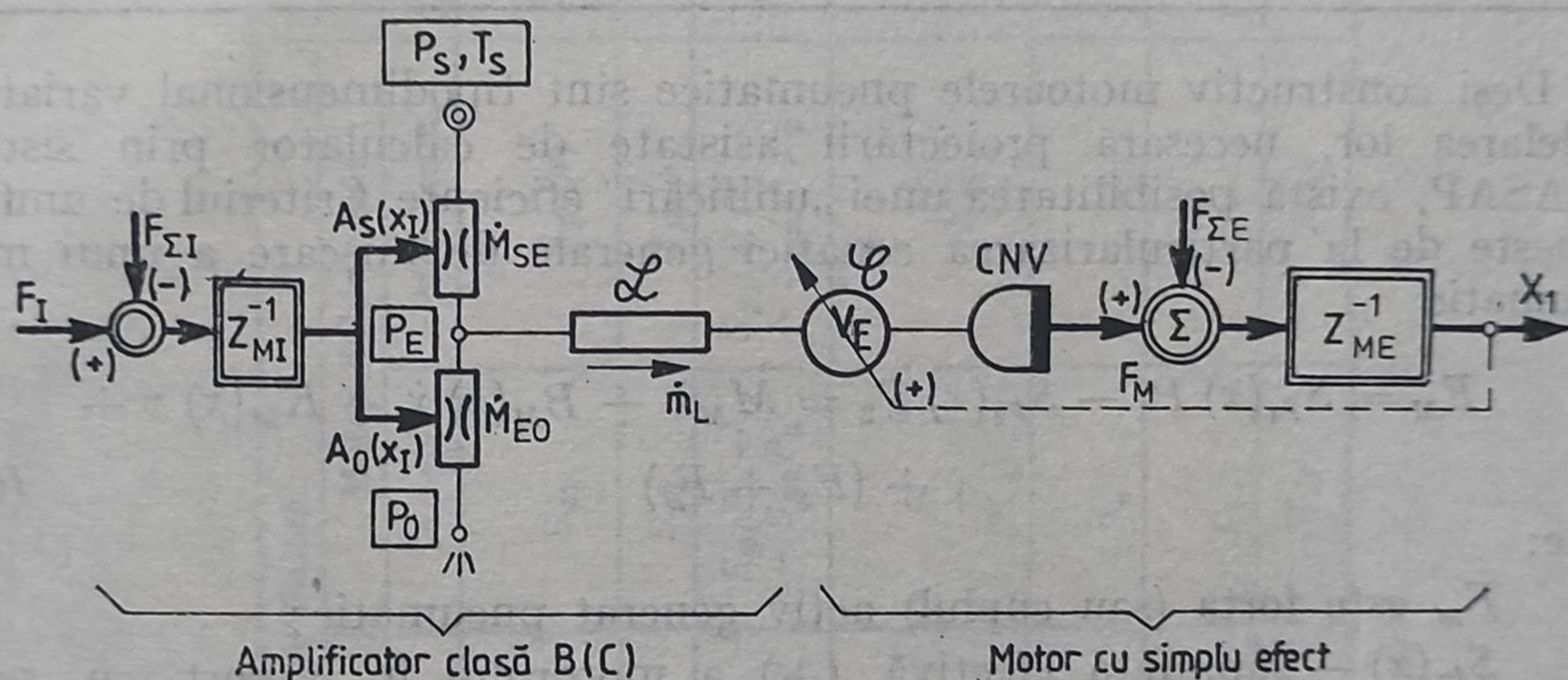
(2) mișcări unghiulare reversibile limitate, cu simplu efect datorate motoarelor speciale cu silfon (fig. 6.11, c);

(3) mișcări rotative, nelimitate obținute prin intermediul motoarelor cu palete (fig. 6.11 d).

Metodologic, este recomandabil să se includă în structura blocurilor funcționale, denumite servomotoare pneumatice, amplificatoarele în clasă B, C sau D, care asigură modularea debitelor de alimentare și de refulare în atmosferă.

Prin această prismă un servomotor pneumatic este constituit *dintr-un amplificator pneumatic + un motor pneumatic + un mecanism de transmisie a forțelor/momentelor la sarcină*.

Consecința directă a acestei modificări metodologice constă în definirea riguroasă a circuitului pneumatic elementar asociat unui servomotor pneumatic (fig. 6.12).



Amplificator clasă D + Motor cu dublu efect

Fig. 6.12. Circuite pneumatice elementare asociate servomotoarelor pneumatice:
a — cu simplu efect; b — cu dublu efect.

Acest circuit este delimitat prin intrarea mecanică, care determină poziția mecanismului obturator al amplificatorului (deci valoarea ariilor de trecere și implicit a debitelor) și ieșirea mecanică a convertorului presiune/forță, prin care se transmit forțele active (motoare) sarcinii acționate (§ 4.1).

În tabelul 6.3 sînt clasificate principalele combinații amplificator/motor utilizate în pneumatică.

Tabelul 6.3

Tipul motorului	Motor liniar simplă acțiune (membrană, piston)	Model liniar cu dublă acțiune (piston)	Motor rotativ cu palete	Motor unghiular
Clasa amplificatorului	Amplificator clasa B sau C	Amplificator clasa D	Amplificator clasa B	Amplificator clasa B

Deși constructiv motoarele pneumatice sînt tipodimensional variate, în modelarea lor, necesară proiectării asistate de calculator prin sistemul SIPASAP, există posibilitatea unei „unificări” eficiente. Criteriul de unificare pornește de la particularizarea ecuației generale de mișcare a unui motor pneumatic

$$F_M = S_{p_1}(x) P_1 - S_{p_2}(x) P_2 = M_M \ddot{x} + B_M(x) \dot{x} + K_M(x) x + (F_s + F_f) \quad (6.92)$$

unde:

F_M este forța (sau cuplul) activ generat pneumatic;

$S_{p_1}(x)$ — suprafața efectivă (+) a motorului în raport cu sensul convențional de deplasare dreapta (sau jos) a elementului mobil;

$S_{p_2}(x)$ — suprafața efectivă (—) a motorului în raport cu același sens de deplasare.

Suprafețele S_{p_1} , S_{p_2} — constante dacă motorul are piston și variabile dacă are membrană, ca elemente convertitoare presiune/forță;

M_M — masa totală, redusă la axul motorului (masa pistonului + masa tijei + masa sarcinii, de exemplu);

$B_M(x)$ — factorul de amortizare viscoasă introdus de amortizoare pneumatice liniare (independent de cursa x), sau neliniare, precum și de alți factori care generează forțe rezistente proporționale cu viteza;

$K_M(x)$ — factorul de elasticitate global care include elasticitatea arcurilor mecanice, elasticitatea membranelor, precum și elasticitatea arcurilor pneumatice liniare sau neliniare;

F_s — forța rezistentă de sarcină, redusă la axul motor;

F_f — forța de frecare Coulumbiană în ghidajele servomotorului;

x — deplasarea organului mobil al motorului.

În tabelul 6.4 sînt concentrate particularitățile și analogiile liniar/rotativ care există între parametrii motoarelor pneumatice, astfel încît algoritmi de analiza asistată de calculator pentru modelele motoarelor pneumatice gravitează în jurul unei exprimări unitare.

Tabelul 6.4

Parametrii motorului	Mișcare liniară				Mișcare rotativă	
	Motor simplu efect		Motor dublu efect		Unghiular	Rotativ
	Piston	Membrană	Piston	Membrană	Sifon	Palete
Suprafață efectivă activă (+) S_{P1}	S_{P1}	$S_{P1}(x)$	S_{P1}	$S_{P1}(x)$	$S_p(\theta) = \frac{dL^2}{2(L+a)\cos\theta}$	$V_D/2\pi \text{ m}^3 \text{ rad}^{-1}$
Suprafață efectivă pasivă (-) S_{P2}	—	—	S_{P2}	$S_{P2}(x)$	—	—
Forța (cuplul) motor	$S_p(P_1 - P_0)$	$S_p(x)(P_1 - P_0)$	$S_{P1}P_1 - S_{P2}P_2$	$S_{P1}(x)P_1 - S_{P2}(x)P_2$	$M_M = S_p(\theta)(P_1 - P_0)$	$M_M = \eta \frac{V_r(P_2 - P_3)}{2\pi}$
Forțe rezistente elastice	K_R	K_R	—	—	$\frac{(K_R)}{K_m}$	—
— resort mecanic	—	K_m	—	K_m	—	—
— elasticitate membrană	(K_A)	(K_A)	(K_A)	—	—	—
— arc pneumatic	—	—	—	—	—	—
Forțe rezistente de frecare viscoasă	B_v	—	B_v	—	—	B_{rot}
— amortizor pneumatic	—	—	—	—	—	—
Forțe rezistente de frecare coulombiană	F_f	—	F_f	—	M_f	M_f
Sarcină inerțială	M_M	M_M	M_M	M_M	J_M	J_M

6.3.1. Modelarea sarcinilor servomotoarelor pneumatice

În § 6.2 au fost analizate amplificatoarele pneumatice în clasa A, B și C, în ipoteza în care impedanța mecanică a sarcinii cuplate la ieșirea convertorului presiune/forță este reductibilă la termenul elastic (generat de acțiunea unui resort mecanic (§ 5.4) combinată cu elasticitatea proprie a membranei sau silfonului). Această ipoteză este validată atita vreme cit pulsația naturală a sistemului mecanic este mult superioară benzii de frecvențe alese în proiectare

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_M}{M_M}} \gg \omega_B \quad (6.93)$$

Alegînd, de exemplu, $\omega_B = 62,8$ rad/s. ($f = 20$ Hz) și o constantă echivalentă de arc de maximum $1 \cdot 10^4$ N/m se obține valoarea limitei superioare a masei reduse la axul motor pentru care ipoteza menționată este valabilă

$$M_M \ll \frac{(K_M)}{\omega_B^2} \quad (M_M \ll 2,5 \text{ kg})$$

În cazul mecanismelor folosite în construcția aparatelor pneumatice de măsurare și prelucrare primară a informației (traductoare, reglatoare, blocuri de calcul), condiția explicitată anterior (6.93) este acoperitor satisfăcută.

Pentru sistemele de acționare, în general, sarcinile cuplate la ieșirea motoarelor au valori (forțe sau momente rezistente) importante, ceea ce implică introducerea în modelul sistemului a impedanțelor mecanice sub formă completă (Excepție fac micromotoarele pneumatice).

Mișcarea liniară a sarcinilor mecanice cuplate la ieșirea convertoarelor pneumomecanice din sistemele de acționare este guvernată de ecuația generală (6.92):

$$M_M \frac{d^2x}{dt^2} + B_M(x) \frac{dx}{dt} + K_M(x) x = F_M - F_S \quad (6.94)$$

unde F_M este forța activă dezvoltată de motor și F_S — forța de sarcină.

Dacă motorul pneumatic are mișcare de rotație, atunci ecuația (6.94) devine:

$$J_M \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_{ROT}(\theta) \frac{d\theta}{dt} + K_{ROT}(\theta)\theta = M_M - M_S \quad (6.94')$$

În expresiile (6.94), (6.94') M_M , J_M reprezintă masa totală și, respectiv, inerția totală, reduse la axul motor

$$M_M = M_{PISTON} + M_{TIJA} + M_{SARCINA}$$

$$J_M = J_{ROTOR} + \frac{1}{\xi^2} J_{SARCINA};$$

ξ — factorul de reducere al reductorului.

Forțele rezistente, de amortizare, sînt generate de către amortizoarele pneumatice sau de către alte tipuri de amortizoare cu frecare viscoasă, în

timp ce forțele rezistente de natură elastică sînt produse de acțiunea arcurilor mecanice, componentelor elastice (membrană, silfon) și de acțiunea arcurilor pneumatice.

6.3.1.1. „Arcurile” pneumatice

Structura circuitului pneumatic elementar, care produce efectul de „arc pneumatic”, este reprezentată în fig. 6.13. Acest CPE constă dintr-o sursă de alimentare și o cameră pneumatică prevăzută cu un convertor presiune-forță (un element elastic), cameră încărcată și descărcată printr-o rezistență turbulentă.

Fenomenologic, cînd forța de sarcină provoacă o deplasare a elementului elastic (membrană, silfon), ceea ce determină micșorarea volumului datorită creșterii presiunii, în cameră apare o forță reactivă suplimentară, care se opune forței active de sarcină. Comportarea circuitului este similară din punct de vedere mecanic cu cea a unui resort.

Funcție de mărimea deplasărilor elementului elastic al convertorului, sau — mai precis — a variațiilor de volum, arcurile pneumatice se împart în două categorii:

- (1) *arcuri pneumatice liniare* (pentru variații de volum relativ reduse);
- (2) *arcuri pneumatice neliniare* (pentru variații de volum importante).

Dintre aplicațiile industriale ale arcurilor pneumatice evidențiem utilizarea lor în sisteme de suspensie pneumatice și acumuloarele pneumo-hidraulice din sistemele hidraulice.

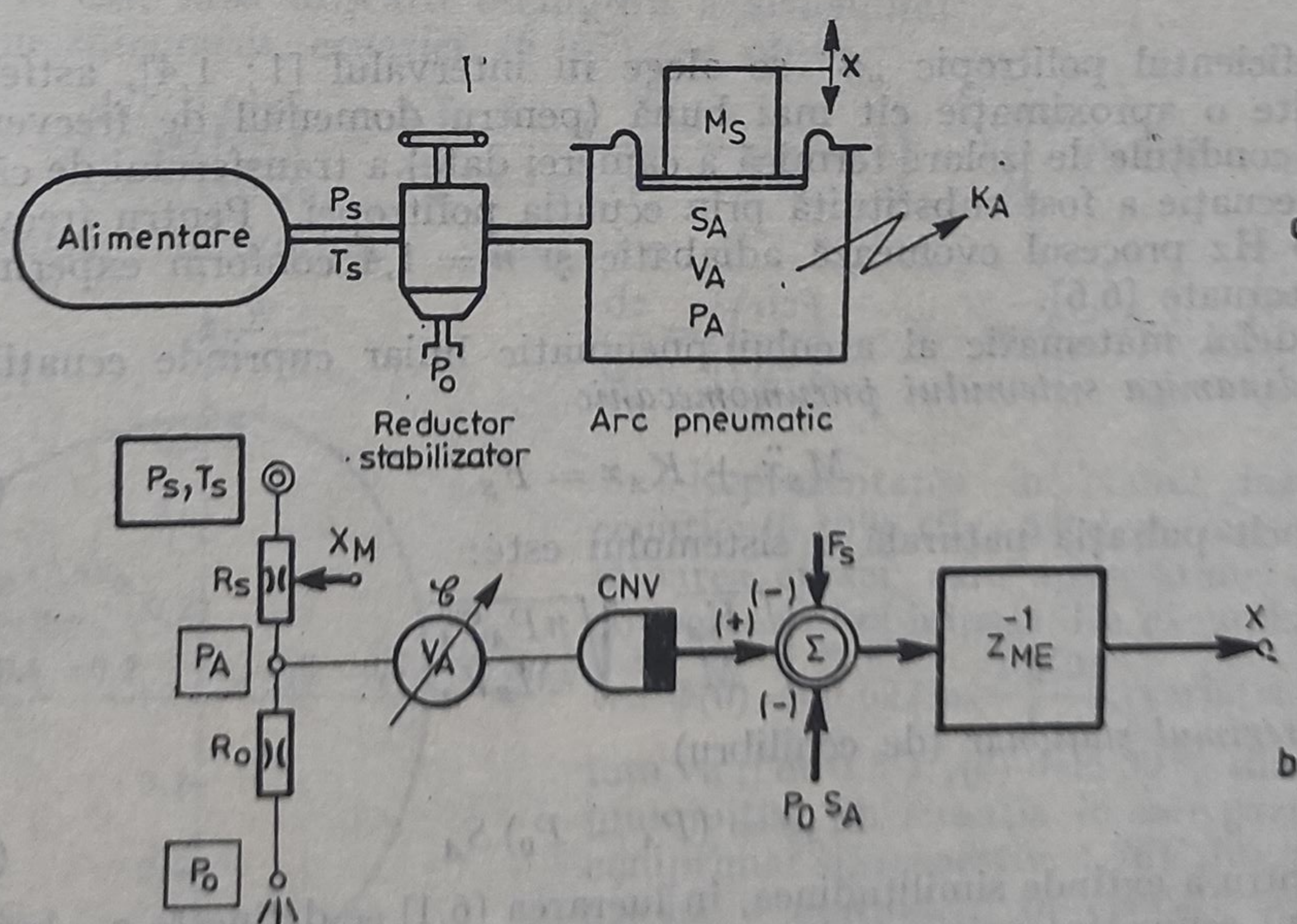


Fig. 6.13. Arc pneumatic:

a — principiu funcțional; b — circuit pneumatic elementar asociat arcului.

Arcuri pneumatice liniare. Variația masei din camera terminală este exprimabilă prin diferențierea ecuației gazului perfect (§ 5.2.1)

$$dM_A = \frac{V_A}{RT_A} dP_A + \frac{P_A}{RT_A} dV_A - \frac{P_A V_A}{RT_A^2} dT_A = 0 \quad (6.95)$$

Presupunem faptul că în camera pneumatică are loc un proces politropic:

$$dT_A = T_A \left(\frac{n-1}{n} \right) \frac{dP_A}{P_A} \quad (6.96)$$

Înlocuind relația (6.96) în (6.95) se obține:

$$dP_A = -n \frac{P_A}{V_A} dV_A \quad (6.97)$$

Variația de volum este exprimabilă prin relația

$$dV_A = -S_A dx$$

unde pentru curse relativ reduse S_A este suprafața efectivă, aproximativ constantă.

Relația finală are forma:

$$dF_p = S_A dP_A = \frac{n P_A S_A^2}{V_A} dx \quad (6.98)$$

astfel încît constanta echivalentă de arc se calculează prin ecuația:

$$K_A = \frac{n P_A S_A^2}{V_A} \quad (6.99)$$

Coeficientul politropic „ n ” se alege în intervalul $[1; 1,4]$, astfel încît să rezulte o aproximație cît mai bună (pentru domeniul de frecvențe de lucru și condițiile de izolare termică a camerei date) a transferului de căldură, a cărei ecuație a fost substituită prin ecuația politropei. Pentru frecvențele de 1–5 Hz procesul evoluează adiabatic și $n = 1,4$ conform experimentărilor efectuate [6.6].

Modelul matematic al arcului pneumatic liniar cuprinde ecuațiile:

- *dinamica sistemului pneumomecanic*

$$M_s \ddot{x} + K_A x = F_s \quad (6.100)$$

astfel încît pulsația naturală a sistemului este:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_A}{M_s}} = \sqrt{\frac{n P_A S_A^2}{M_s V_A}} \quad (6.101)$$

- *regimul staționar (de echilibru)*

$$M_s g = (P_A - P_0) S_A \quad (6.102)$$

Pentru a extinde similitudinea, în lucrarea [6.1] se definește o „lungime” a arcului echivalent prin relația:

$$L_A = V_A / S_A \quad (6.103)$$

Arcuri pneumatice neliniare. În cazul deplasărilor mari ecuația (6.98) nu mai este validată și modelul arcului pneumatic devine neliniar. Situațiile practice întâlnite industrial pentru arcurile pneumatice neliniare vizează sistemele de preluare a vibrațiilor, în care caz arcul „lucrează” în jurul pulsației naturale ω_n și, respectiv, mecanisme de frînare în care caz arcul are rolul de disipare de energie. Ultima clasă de aplicații se întâlnește, de exemplu, în problemele de frînare la capăt de cursă a cilindrilor pneumatici din construcția roboților-manipulatori.

Pentru structura pneumatică de fig. 6.13, ecuația de mișcare este:

$$M_s \frac{d^2x}{dt^2} = (P_1 - P_A) S_A + M_s g \quad (6.104)$$

Presupunem faptul că în camera pneumatică a „arcului” se desfășoară un proces politropic:

$$P_A = P_A(0) \left[\frac{V_A(0)}{V_A} \right]^n \quad (6.105)$$

unde $V_A(0)$ este volumul camerei în regimul de echilibru ($x = 0$) astfel încît

$$P_A(0) = P_1 + \frac{M_s g}{S_p} \quad (6.106)$$

Folosind rezultatele din lucrarea [6.6], în care cursa normalizată se obține prin raportarea deplasării reale la lungimea arcului echivalent $z = (x/L_A)$, putem rescrie ecuația de mișcare (6.104) sub forma:

$$\frac{d^2z}{d\tau^2} = -\frac{1}{n} \left[\frac{1}{(1-z)^n} - 1 \right] \quad (6.107)$$

unde $\tau = \omega_n t$, faza mișcării oscilatorii a sistemului.

Prin integrarea ecuației (6.107), se obține:

$$\frac{dz}{d\tau} = \left\{ \left(\frac{dz}{d\tau} \right)_0 - \frac{2}{n} \left[\frac{1}{1-n} \left(\frac{1}{(1-z)^{n-1}} - 1 \right) - z \right] \right\}^{1/2} \quad (n \neq 1) \quad (6.108)$$

sau pentru transformări izotermice:

$$\frac{dz}{d\tau} = \left\{ \left(\frac{dz}{d\tau} \right)_0 - 2[-\ln(1-z) - z] \right\}^{1/2} \quad (n=1) \quad (6.109)$$

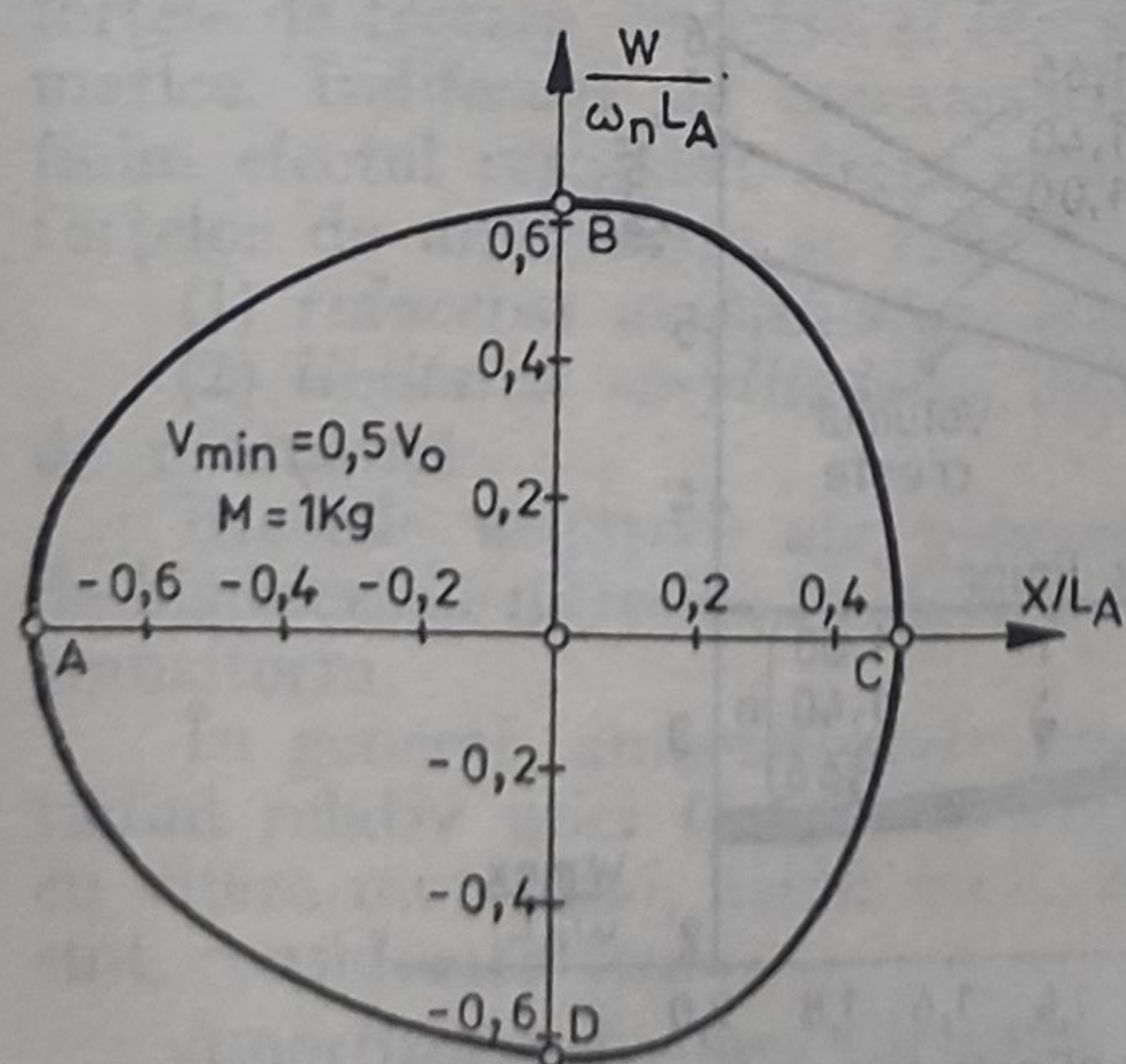


Fig. 6.14. Ciclu limită în planul fazelor pentru un arc pneumatic neliniar.

Reprezentarea în planul fazelor a ecuației (6.109) (fig. 6.14) permite determinarea cursei, care apare atunci cînd se cunoaște viteza inițială. De exemplu, pentru $w(0) = 0,622 \omega_n \frac{V_A(0)}{L_A}$, variația de volum va fi de $0,5 V_A(0)$ deci 50% din volumul inițial, în situația în care gazul este comprimat și, respectiv, $1,76 V_A(0)$, atunci are loc o destindere în celălalt sens de mișcare.

Perioada ciclului limită (de oscilație) este reprezentat de durata deplasării

din punctul B în punctul A pe traiectoria de fază $(1,186/\omega_n)$ pentru un sens de mișcare și, respectiv, de durată deplasării din D în C pentru celălalt sens $(2,013/\omega_n)$.

Comportarea neliniară a arcului pneumatic este evidențiată: traiectoria de fază nu este un cerc, ci o curbă închisă (ciclu limită) oarecare.

În lucrarea [6.1] sînt calculate caracteristicile arcurilor pneumatice neliniare în cele două cazuri: creșterea volumului camerei și, respectiv, descreșterea volumului. Pentru comparație (în fig. 6.15), pe același grafic (ampli-

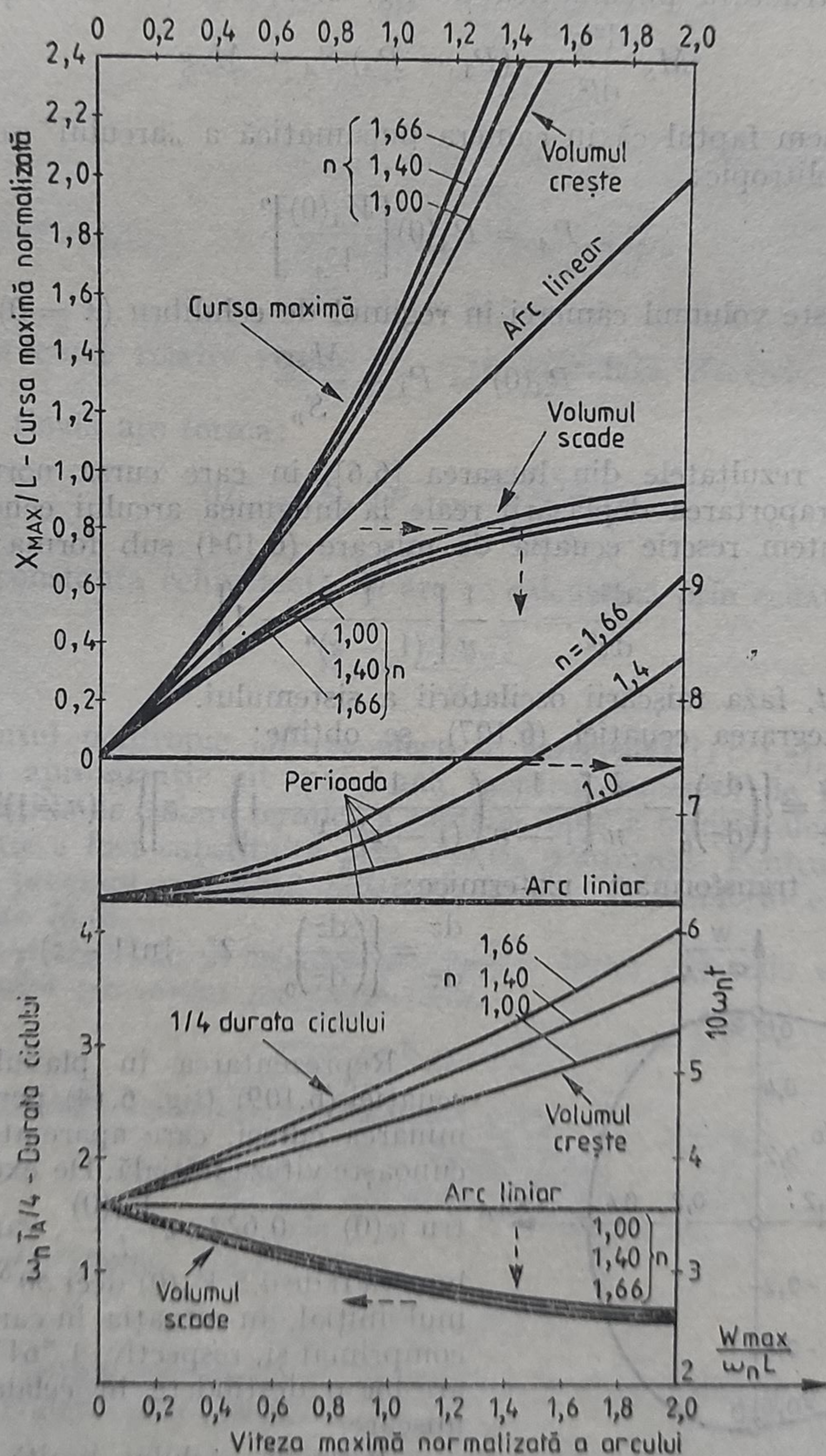


Fig. 6.15. Caracteristici ale arcurilor pneumatice neliniare.

tudine normalizată (X_{MAX}/L_A), funcție de viteza normalizată maximă, $w_{MAX}/\omega_n L_A$) sînt reprezentate caracteristicile arcurilor neliniare, precum și caracteristicile arcului liniar pneumatic. Curbele din fig. 6.15 pot fi folosite eficient în proiectarea arcurilor pneumatice.

Exemplu 6.6. O masă de 10 kg se deplasează cu viteză de 0,5 m/s. Să se calculeze suprafața elementului elastic al camerei terminale, astfel încît cursa maximă să fie 0,03 m, iar variația de volum să nu depășească 20 % din volum inițial. Presiunea inițială a gazului din camera arcului pneumatic este $1,5 \cdot 10^5 \text{ Nm}^{-2}$.

Din datele de proiectare amplitudinea mișcării este $X_{MAX} = 0,8 L_A$. Pentru $n = 1,4$ (proces adiabatic) din graficul reprezentat în fig. 6.9 se obține la comprimarea arcului, $w_{MAX}/\omega_n L_A = 1,44$. Deoarece $L_A = X/0,8 = 3,75 \text{ cm}$ și prin proiect $w_{MAX} = 0,5 \text{ m/s}$, pulsația naturală a arcului pneumatic are valoarea:

$$\omega_n = \frac{0,5}{1,44 \times 0,0375} = 9,26 \text{ rad/s.}$$

Utilizînd expresia (6.99) rezultă:

$$S_A^2 = \frac{V_A M_S \omega_n^2}{n P_A} \quad (6.110)$$

Dacă ținem cont de relația (6.103), ecuația (6.110) devine:

$$S_A = \frac{L_A M_S \omega_n^2}{n P_A} = \frac{0,0375 \times 9,26^2 \times 10}{1,4 \times 1,5 \times 10^5} = 1,43 \text{ cm}^2$$

6.3.1.2. „Amortizoare” pneumatice

În sistemele mecanice, cuplate la ieșirea convertoarelor presiune/forță din circuitele pneumatice elementare, lucrează forțe rezistente care disipează energia mecanică, generată pneumatic. Aceste forțe sînt reprezentate prin forțele de frecare vîscoasă și forțele de frecare din lagărele motoarelor pneumatice. Indiferent de mecanismul care provoacă disiparea energetică, definim efectul rezultat drept amortizare pneumatică. Consecințele prezenței forțelor de amortizare se reflectă prin:

- (1) *reducerea amplitudinii oscilațiilor libere*;
- (2) *limitarea amplitudinii oscilațiilor forțate*, în vecinătatea frecvențelor de rezonanță.

Efectele negative ale prezenței amortizoarelor pneumatice sînt legate de histerezisul introdus în sistem și, respectiv, de erorile înregistrate în regim tranzitoriu.

În general, amortizoarele pneumatice sînt *neliniare*, dar pentru amplitudini relativ mici forțele rezistente de frecare vîscoase sînt proporționale cu viteza motorului, astfel încît, în aceste situații, amortizoarele pneumatice sînt considerate *liniare*.

Amortizoare liniare. Circuitul pneumatic elementar, care generează forțe de amortizare vîscoasă, constă dintr-o cameră pneumatică intermediară alimentată prin două rezistențe turbulente sau laminare (fig. 6.16).

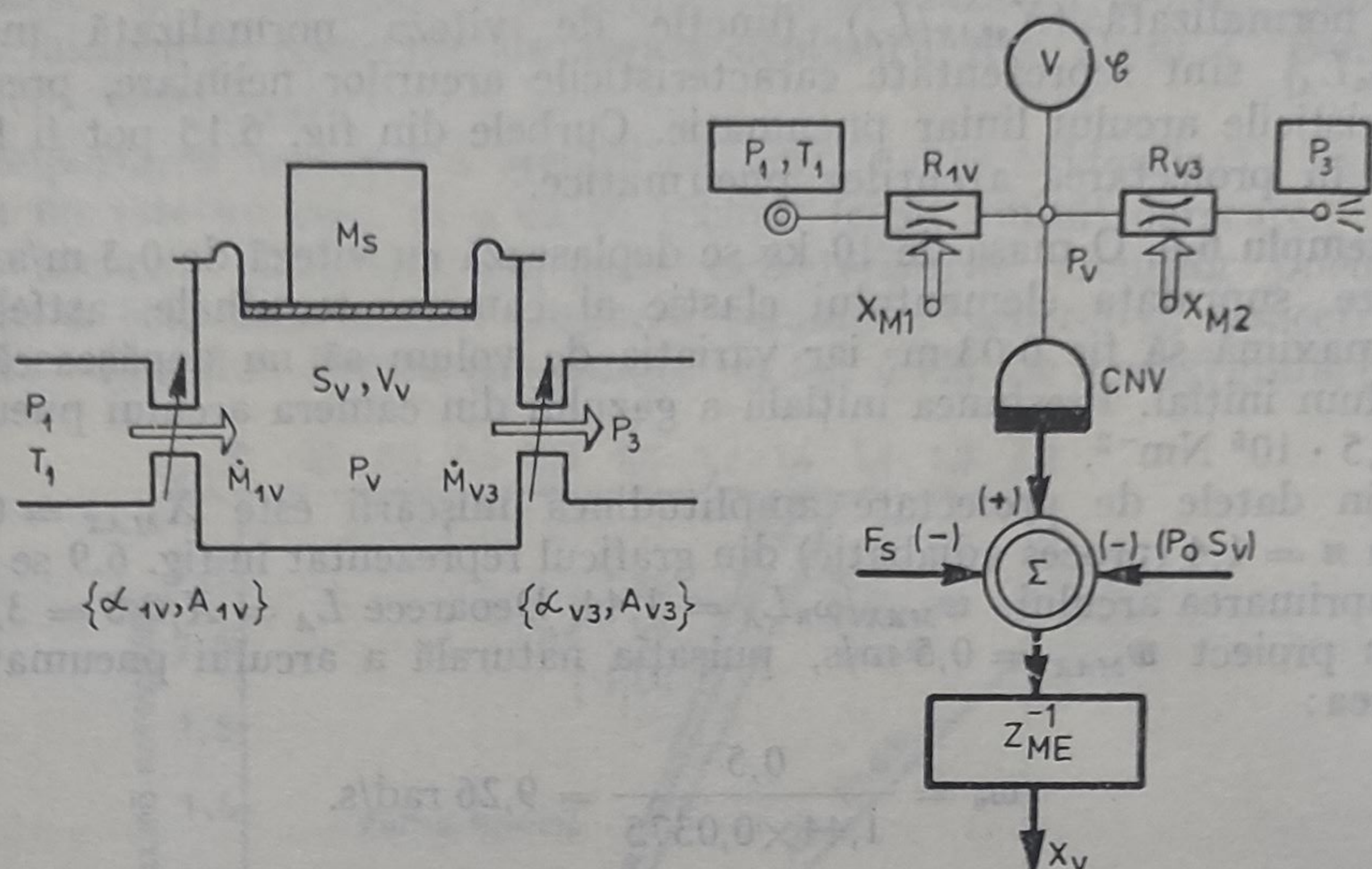


Fig. 6.16. Amortizor pneumatic cu cameră intermediară.

Pentru deplasări x de amplitudine mică, care apar în jurul poziției de echilibru (în regim staționar), modelul circuitului din fig. 6.16 se poate liniariza (§ 5.2.2):

$$(1 + \tau_v s) \dot{p}_v(s) = n \frac{\bar{P}_v}{\bar{V}_v} \tau_v s V_v(s) \quad (6.111)$$

În aceleași ipoteze, forța dezvoltată la ieșirea elementului elastic al convertorului este dată de relația:

$$f_v(s) = S_v p_v(s)$$

Ținând cont de variația volumului camerei $V_v(s) = -S_v \cdot x(s)$, ecuația (6.111) devine:

$$(1 + \tau_v s) f_v(s) = -\frac{n \bar{P}_v S_v^2}{\bar{V}_v} \tau_v s x(s) \quad (6.112)$$

Dacă înlocuim în (6.112), expresia (6.99) a constantei arcului pneumatic, K_A , și neglijăm semnul care indică natura rezistentă a forței f_v în raport cu direcția forței active ($M_s g$), obținem funcția de transfer a amortizorului pneumatic liniar:

$$H_v(s) = \frac{f(s)}{x(s)} = \frac{s K_A \tau_v}{1 + s \tau_v} \quad (6.113)$$

Caracteristica de frecvență a amortizorului este exprimată prin relația:

$$H_v(j\omega) = \frac{(\tau_v \omega)^2 K_A}{1 + (\tau_v \omega)^2} + j \frac{(\tau_v \omega) K_A}{1 + (\tau_v \omega)^2}$$

În domeniul frecvențelor scăzute ($\tau_v \omega \ll 1$), comportarea amortizorului se apropie de caracteristica ideală care introduce o amortizare „pură”:

$$H_v|_{jf} \rightarrow sK_A \tau_v$$

astfel încît:

$$f(s) \rightarrow (K_A \tau_v) s x(s)$$

Pentru frecvențele înalte ($\tau_v \omega \gg 1$), comportarea amortizorului se apropie de o caracteristică de arc pneumatic

$$H_v|_{jf} \rightarrow K_A$$

Rezultatul modelării este corect, deoarece la frecvențe înalte debitele care intră și ies din cameră sînt foarte mici, astfel încît configurația din fig. 6.16 devine echivalentă cu circuitul pneumatic din fig. 6.13 (arcul pneumatic).

În concluzie, la frecvențe scăzute (situație importantă în proiectarea sistemelor pneumatice) amortizorul liniar se apropie de o caracteristică ideală cu factorul de amortizare

$$b_v = K_p \tau_v = \frac{n \bar{P}_v S_v^2}{KR \sqrt{T_1} \left[\frac{n+1}{2n} + K_{1v}(P_1, \bar{P}_v) + K_{v3}(\bar{P}_v, P_2) \right] N_{v3} \alpha_{v3} A_{v3}} \quad (6.114)$$

Cititorul urmează să analizeze și alte variante de circuite pneumatice amortizoare (cu rezistența laminară și cameră terminală, de exemplu), conform modelului ilustrat.

De asemenea, subliniem faptul că modelul amortizorului pneumatic liniar este un *model de ordinul doi în raport cu variația de viteză*. Dacă amortizorul va include și un resort mecanic, modelul, în raport cu deplasarea, va fi reprezentat de o ecuație diferențială de *ordinul trei*.

Exemplu 6.7. Pentru un amortizor pneumatic caracterizat prin următoarele date constructive și funcționale:

$$T_1 = 300 \text{ K}; \quad S_v = 32 \text{ cm}^2; \quad V_v(0) = 165 \text{ cm}^3; \quad P_1 = 3 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

$$A_{v3} = 1,65 \text{ mm}^2, \quad \alpha_{v3} = 0,81.$$

amortizor care susține în echilibru o sarcină de 15 kg, să se calculeze caracteristicile modelului liniar.

Valoarea presiunii din camera amortizorului în regim staționar este exprimată prin relația:

$$P_v(0) = P_0 + \frac{M_s g}{S_v}$$

$$P_v(0) = 10^5 + \frac{15 \cdot 9,807}{32 \cdot 10^{-4}} = 1,46 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

astfel încît, în condițiile unui regim adiabatic $n = 1,4$, constanta de arc pneumatic este:

$$K_A = \frac{1,4 \times 1,46 \times 10^5 \times 32^2 \times 10^{-8}}{165 \times 10^{-6}} = 12,681 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Pulsația naturală a sistemului masă/arc pneumatic are valoarea:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_A}{M_S}} = 29 \text{ rad/s}$$

Din aplicarea relațiilor (5.134), (6.99) se calculează:

$$K_A \tau_v = 4,62 \cdot 10^3 \text{ Nsm}^{-1}, \quad \tau_v = 0,223 \text{ s}, \quad \tau_v \omega_n = 6,467$$

Ecuția diferențială care exprimă, în domeniul complex, variațiile viteze este:

$$M_S s^2 x(s) = f = - \frac{K_A \tau_v s x(s)}{1 + \tau_v s} \quad (6.115)$$

sau:

$$(\tau_v M_S s^2 + M_S s + K_A \tau_v) s x(s) = 0 \quad (6.116)$$

Din identificarea pulsației naturale și a coeficientului de amortizare rezultă:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_A \tau_v}{\tau_v M_S}} = \sqrt{\frac{K_A}{M_S}} = 29 \text{ rad/s}$$

$$\zeta = \frac{1}{2\omega_n \tau_v} = 0,105$$

Acest exemplu are ca obiectiv, pe de o parte, ilustrarea modului de calcul al unui amortizor pneumatic liniar și, pe de altă parte, *evidențierea valorilor joarte reduse ale coeficienților de amortizare din pneumatică* ($\zeta = 0,105$) *consecința directă a compresibilității mari a mediului fluid.*

Amortizoare pneumatice neliniare. Dacă în structura circuitului de amortizare, camera intermediară se înlocuiește printr-o cameră *terminală*, alimentată prin intermediul unei singure rezistențe turbulente, modelul amortizorului nu mai este liniarizabil (§ 5.2.4) direct (fig. 6.17).

Un model liniar echivalent este propus în lucrarea [6.1]. Exprimînd debitul masic prin rezistența turbulentă în funcție de mici variații de presiune (δP)

$$\dot{m}_{12} = A_{1v} \sqrt{\frac{2\bar{P}_v}{RT_v}} \sqrt{\delta P} \quad (6.117)$$

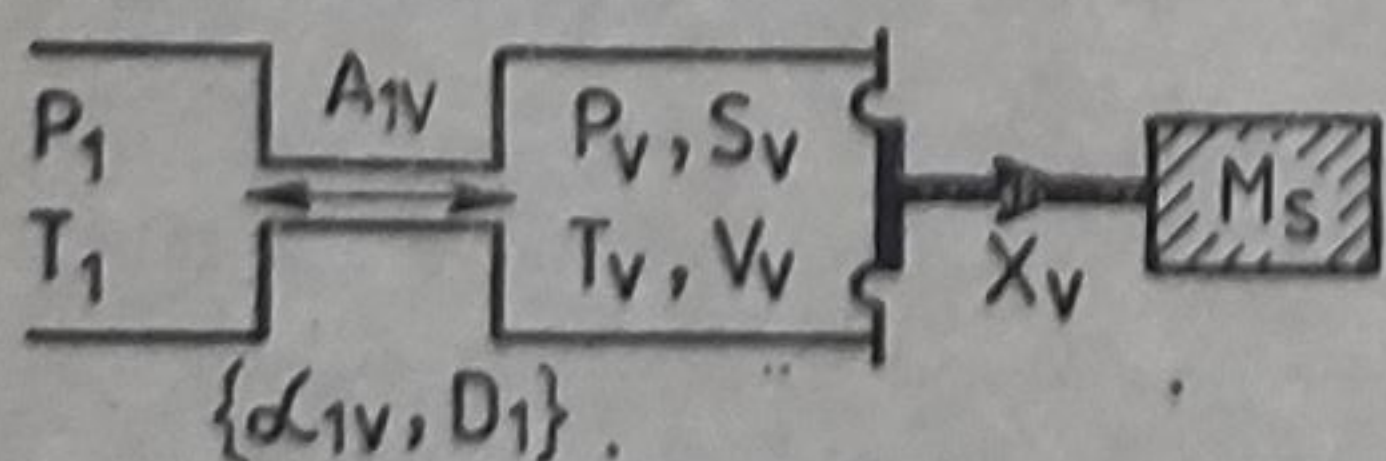


Fig. 6.17. Amortizor pneumatic neliniar cu cameră terminală.

prin analiza mișcării cu ajutorul metodei primei armonici se obține o constantă echivalentă de timp [6.1]:

$$\tau^* = \frac{\bar{P}_v}{1,198 \sqrt{2RT_v} A_{1v}} \sqrt{\frac{x(0)}{x_{max}}} \quad (6.118)$$

și un factor echivalent de amortizare exprimat prin relația

$$\zeta_v^* = K_A \tau^* \frac{[0,5 \sqrt{1 + (\omega \tau^*)^4} - 1]^{3/2}}{(\omega \tau^*)^5} \quad (6.119)$$

Ecuția (6.119) evidențiază dependența factorului de amortizare atât de amplitudine cât și de frecvență.

În coordonate logaritmice (fig. 6.18), asimptota de joasă frecvență are panta de +20 dB/dec:

$$b_v^*|_{jf} = K_A \tau (\omega \tau)$$

iar asimptota de înaltă frecvență are panta - 40 dB/dec.

$$b_v^*|_{if} = \frac{K_A}{(\omega \tau)^2}$$

Rezultatele experimentale obținute prin fotografierea unui silfon supus la un semnal periodic de presiune, de frecvență și de amplitudine variabilă, demonstrează că modelul (6.119) este validat în jurul pulsației de rezonanță (fig. 6.18). În schimb, asimptomele de joasă și înaltă frecvență au pante diferite, +10 dB/dec., și, respectiv - 32 dB/dec. Diferențele dintre modelul (6.119) și experiment provin din neglijarea fenomenelor de transfer de căldură [6.7].

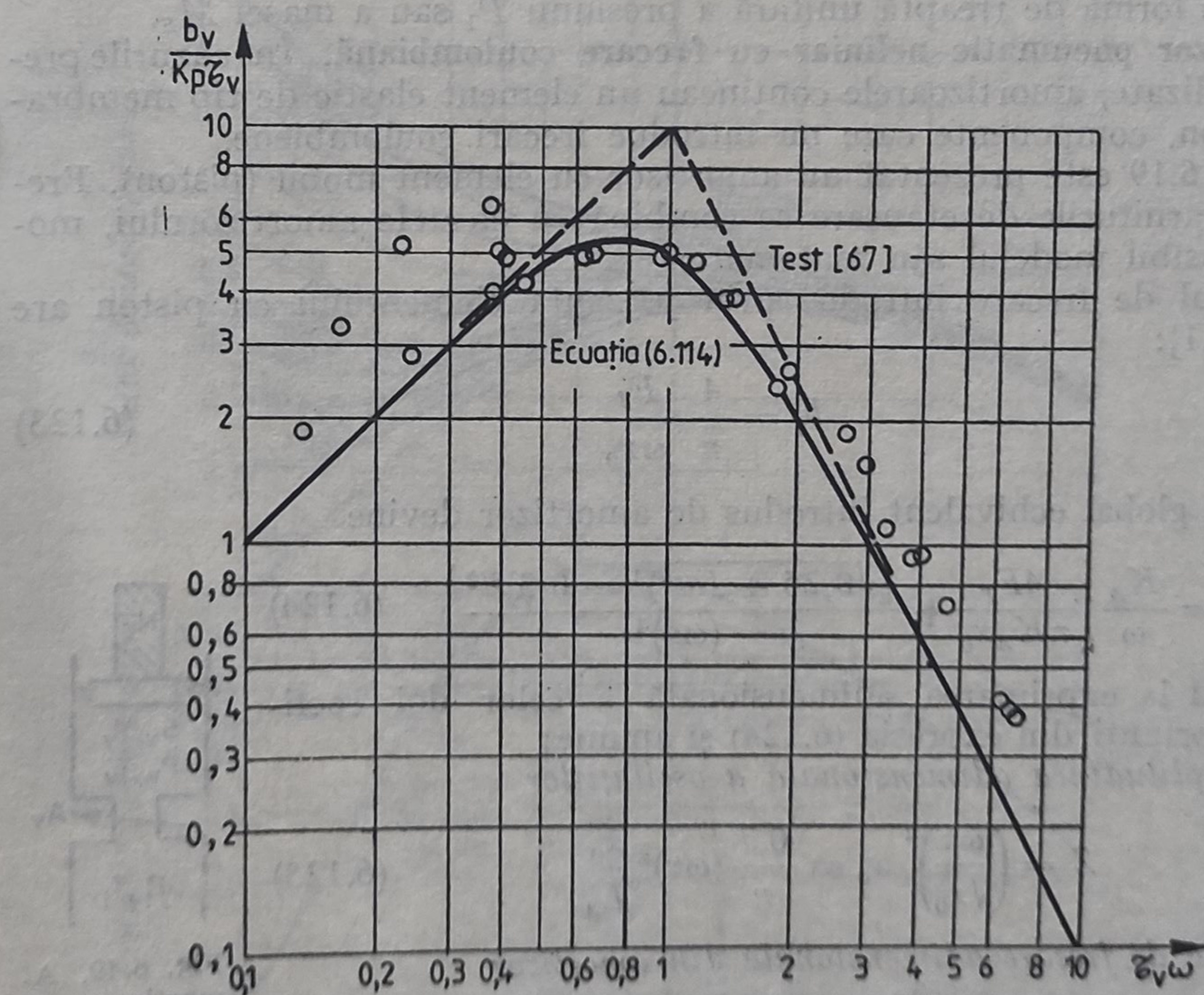


Fig. 6.18. Caracteristici de frecvență ale amortizorului neliniar cu cameră intermediară.

Un model neliniar complet al amortizorului cuprinde ecuația (§ 5.2.4):

$$\frac{dP_v}{dt} = \frac{nKR\sqrt{T_1(0)}}{\left(V_v(0) + \frac{nS_v^2 P_v}{K_R}\right)} \left(\frac{P_v(t)}{P_v(0)}\right)^{\frac{n-1}{n}} P_1 \alpha_{1v} A_{1v} N_{1v}(P_1, P_v) \quad (6.120)$$

pentru care condiția inițială este $P_v(0) = P_1$.

A doua ecuație a modelului conține echilibrul dinamic al forțelor exercitate asupra elementului elastic:

$$S_v[P_v(t) - P_0] = M_s \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (6.121)$$

Dacă notăm $P_v = x_1$; $x = x_2$; $w = x_3$, modelul canonic neliniar pe stare devine:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= f(x_1) \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ \dot{x}_3 &= (S_v/M_s)(x_1 - P_0) - M_s g \end{aligned} \quad (6.122)$$

Modelul (6.122) poate fi integrat cu ajutorul simulatorului din sistemul de proiectare SIPASAP, obținându-se caracteristica amortizorului, pentru variația sub formă de treaptă unitară a presiunii P_1 sau a masei M_s .

Amortizor pneumatic neliniar cu frecare coulombiană. În cazurile precedente analizate, amortizoarele conțineau un element elastic de tip membrană sau silfon, componente care nu introduc frecări coulombiene.

În fig. 6.19 este prezentat un amortizor cu element mobil (piston). Frecările din garniturile de etanșare se combină cu efectele amortizorului, modificând sensibil modelul său matematic.

Factorul de frecare introdus prin prezența elementului cu piston are expresia [6.1]:

$$b_f = \frac{4}{\pi} \frac{F_f}{\omega x_0} \quad (6.123)$$

iar factorul global echivalent introdus de amortizor devine

$$b_{ech} = \frac{K_A}{\omega} \left\{ \frac{4F_f}{\pi K_A x_0} + \frac{[\sqrt{0,25 + (\omega\tau)^4} - 0,5]^{3/2}}{(\omega\tau)^4} \right\} \quad (6.124)$$

Trecînd la exprimarea adimensională a celor doi coeficienți importanți din expresia (6.124) și anume:

a) amplitudinea adimensională a oscilațiilor

$$Z = \left(\frac{\omega\tau}{\sqrt{x_0}}\right)^2 x_0 = \frac{0,7}{n} (\omega\tau)^2 \frac{x_0}{L_A} \quad (6.125)$$

b) forța de frecare adimensională din amortizor

$$B = \left(\frac{\omega\tau}{\sqrt{x_0}}\right)^2 \frac{4F_f}{\pi K_A} = \frac{0,89}{n^2} (\omega\tau_1)^2 \frac{F_f}{PS_A} \quad (6.126)$$

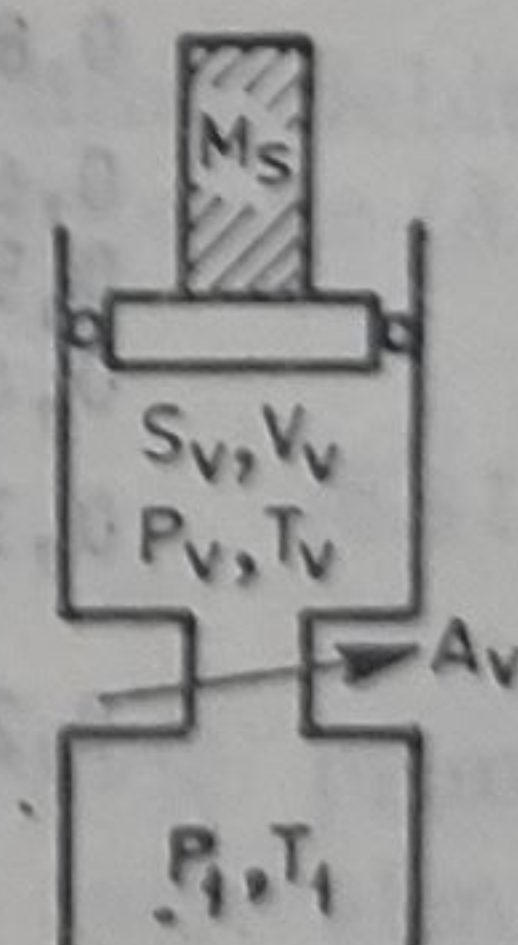


Fig. 6.19. Amortizor pneumatic cu frecare coulombiană.

unde:

$$\tau_1 = \frac{V}{\sqrt{2RT \cdot A_{10}}} \quad (6.127)$$

reprezintă o constantă de timp echivalentă, independentă de amplitudine, atunci ecuația (6.119) devine:

$$\frac{\omega b_{ech}}{K_A} = \frac{B}{Z} + \frac{(\sqrt{0,25 + Z^2} - 0,5)^{3/2}}{Z^2} \quad (6.128)$$

Relația (6.128) exprimă variația factorului de amortizare global (echivalent) b_{ech} , funcție de amplitudinea oscilațiilor x_0 și de frecvența lor.

Din grafic rezultă că pentru valorile $B < 0,12$, punctul de amortizare minimă se obține pentru $Z < 1$, apoi, pentru valori crescătoare ale lui B , curbele descresc monoton în timp ce Z crește. Separat, în cel de al doilea grafic sînt reprezentate valorile coeficientului adimensional B obținute pentru amortizarea minimă, funcție de valorile coeficientului 2. În stînga punctului de maxim al curbei se găsesc punctele de minim extrase din curbele precedente ale factorului de amortizare, iar în dreapta maximumul Z pentru care curbele de amortizare se situează sub punctele de minim local.

Caracteristicile amortizorului pneumatic cu frecare din fig. 6.20 sînt utilizabile pentru determinarea amplitudinii la care se obține amortizarea

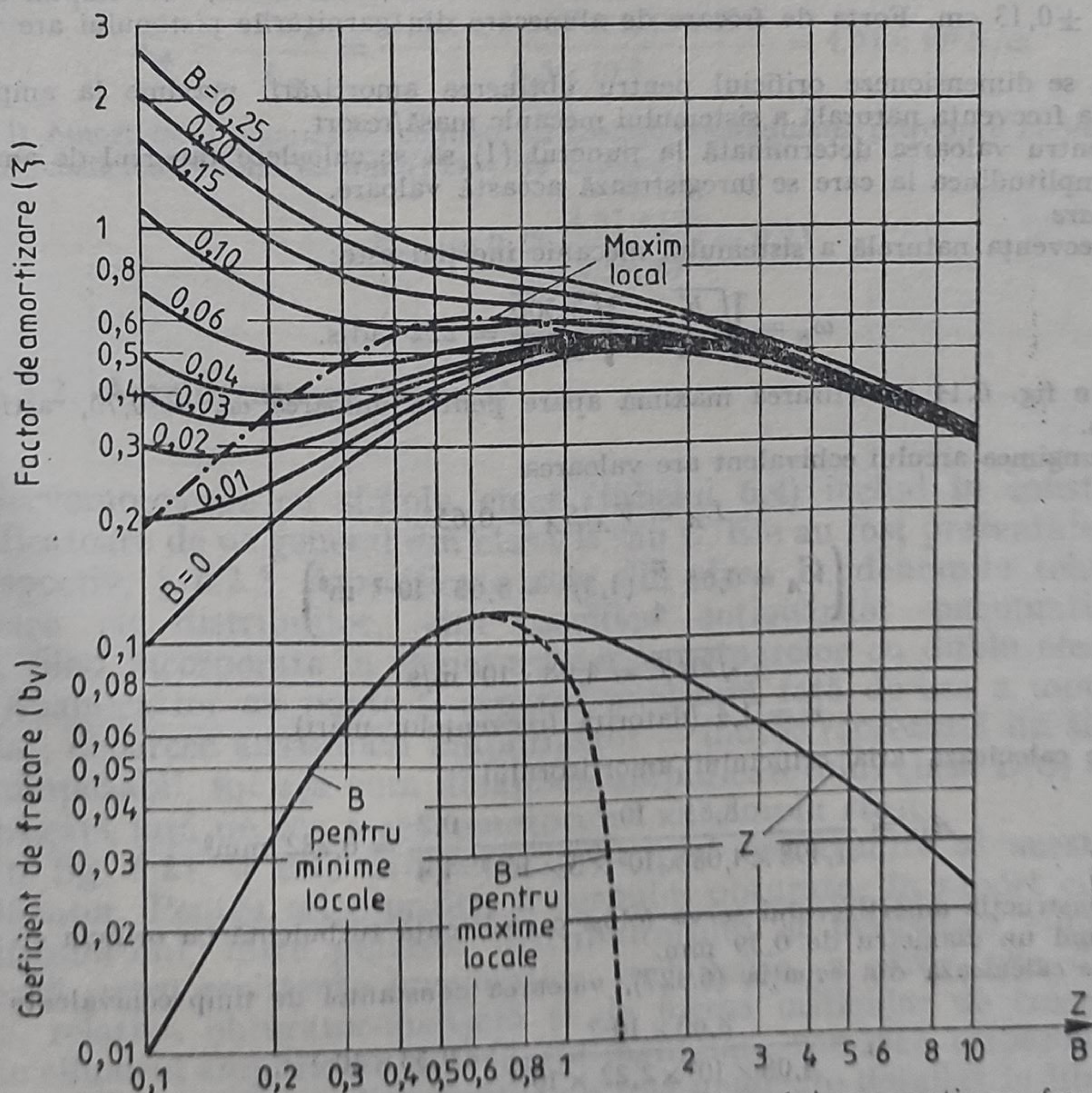


Fig. 6.20. Caracteristici de proiectare ale amortizorului pneumatic cu frecare coulombiană.

minimă. În proiectare se pornește cu valorile cunoscute ale volumului camerei, aria efectivă a elementului mobil, presiunea din cameră în regim staționar și forța de frecare de alunecare (F_f). De asemenea, amplitudinea maximă posibilă a oscilațiilor rezultă din poziționarea opritoarelor (limitatoarelor) mecanice.

Procedura de calcul:

1° Se calculează τ_1 din ecuația (6.127) și coeficientul adimensional B din (6.126).

2° Se calculează Z_{MAX} prin înlocuirea celei mai mari valori posibile pentru x_0 în ecuația (6.125) — (rezultată din poziția limitatorului mecanic).

3° Dacă $B > 0,115$, amortizarea minimă apare la amplitudine maximă.

4° Dacă $B < 0,115$, din caracteristica $Z = f(B)$ se citesc două valori ale coeficientului Z .

5° Dacă cea mai mare dintre cele două valori obținute pentru Z depășește Z_{max} , atunci amortizarea minimă apare pentru cea mai mică dintre valorile Z . În celelalte cazuri, amortizarea minimă apare la Z_{max} .

6° Se calculează valoarea numerică a coeficientului minim de amortizare din ecuația (6.117).

Exemplul 6.8. Amortizorul neliniar cu frecare (piston/cilindru) din fig. 6.14 are o masă de 55 g. Diametrul pistonului este 1,3 cm, volumul cilindrului $0,65 \times S_A$ cm³, iar presiunea din camera amortizorului $1,4 \times 10^5$ Pa la temperatura de 290 K. Arcul mecanic are o constantă de elasticitate de 3500 N/m. Pistonul are constructiv limitatoare mecanice, care impun deplasări maxime de $\pm 0,13$ cm. Forța de frecare de alunecare din garniturile pistonului are valoarea 0,25 N.

(1) Să se dimensioneze orificiul pentru obținerea amortizării maxime la amplitudine maximă și la frecvența naturală a sistemului mecanic masă/resort.

(2) Pentru valoarea determinată la punctul (1) să se calculeze raportul de amortizare minim și amplitudinea la care se înregistrează această valoare.

Rezolvare

(1) Frecvența naturală a sistemului mecanic inerțial este:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} = \sqrt{\frac{3500}{0,055}} = 252 \text{ rad/s.}$$

(2) Din fig. 6.14 amortizarea maximă apare pentru valoarea $\omega_n \tau = 0,75$, astfel încît $\tau = 0,003$ s.

(3) Lungimea arcului echivalent are valoarea

$$L_A = V_A / S_A = 0,65$$

$$\left(V_A = 0,65 \frac{\pi}{4} (1,3)^2 = 8,63 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3 \right)$$

$$\sqrt{2RT} = 4,08 \cdot 10^3 \text{ m/s}$$

$$n = 1,4 \text{ (datorită frecvențelor mari)}$$

(4) Se calculează aria orificiului amortizorului

$$A_{1v} = \frac{8,63 \times 10^{-7}}{1,198 \times 4,08 \times 10^3 \times 3 \times 10^{-3}} \frac{0,2}{1,4} = 0,222 \text{ mm}^2$$

În construcția amortizorului se va folosi o rezistență turbulentă cu orificiu cu margini drepte, avînd un diametru de 0,59 mm.

(5) Se calculează din ecuația (6.127), valoarea constantei de timp echivalente

$$\tau_1 = \frac{8,63 \times 10^{-7}}{4,08 \times 10^3 \times 2,22 \times 10^{-7}} = 9,53 \times 10^{-3} \text{ s.}$$

$$\omega \tau_1 = 2,4$$

(6) Se calculează valorile $\{Z_{max}, B\}$ din ecuațiile (6.125), (6.126)

$$Z_{max} = \frac{0,7}{1,4} (2,40)^2 0,2 = 0,576$$

$$B = \frac{0,89}{1,4^2} (2,4)^2 \frac{0,25}{1,4 \times 10^5 \times 1,327 \times 10^{-4}} = 0,035$$

(7) Din caracteristica amortizării minime B (fig. 6.12) se obțin două valori $Z = 0,2$ și $Z = 6$. Amortizarea va fi mai mare decât valoarea minimă pentru amplitudini mai mici decât $Z = 6$. Deoarece $Z < Z_{max}$, amortizarea minimă reală apare pentru $Z = 0,2$, astfel încât:

$$X = \frac{0,2}{0,560} \times 0,13 = 0,046 \text{ cm.}$$

(8) Valoarea factorului de amortizare minim se obține pentru $b_{min}/K_A = 0,36$, astfel încât

$$b_{min} = 0,36 \frac{K_A}{\omega}$$

(9) Valoarea minimă a factorului de amortizare este:

$$\zeta = \frac{b_{min}}{2\sqrt{K_A M}} = 0,18 \frac{K_A}{K_R}$$

(10) Constanta arcului pneumatic este:

$$K_A = \frac{nPS_A}{L_A} = \frac{1,4 \times 1,4 \times 10^5 \times 1,33 \times 10^{-4}}{6,5 \times 10^{-3}} = 4,01 \times 10^3 \text{ N/m}$$

(11) Amortizorul pneumatic neliniar cu frecare coulombiană introduce în sistemul pneumatic un coeficient minim de amortizare de valoare:

$$\zeta_{min} = 0,18 \frac{4,01 \times 10^3}{3,5 \times 10^3} = 0,21$$

6.3.2. Amplificatoare clasa D

Servomotoarele cu simplu efect (tabelul 6.4) includ în construcția lor amplificatoare de uz general din clasa B sau C. Ele au fost prezentate în § 6.2.2. și, respectiv, § 6.2.3. Amplificatoarele din clasa D, denumite tehnic amplificatoare cu distribuitor, sînt specifice acționărilor pneumatice reversibile, fiind încorporate în structura servomotoarelor cu dublu efect.

Dinamica lor nu poate fi separat analizată față de cea a motorului comandat, deoarece ansamblul amplificator — motor reprezintă un singur CPE nedecompozabil, tot așa cum dinamica amplificatorului clasă B(C) nu trebuie dezagregată față de cea a servomotorului cu simplu efect.

În fig. 6.21, *a* este prezentat principiul constructiv al acestui tip de amplificator. Pentru orice poziție a corpului obturator în raport cu cilindrul amplificatorului, între gulerele distribuitorului și manșetele cilindrului se formează patru rezistențe pneumatice turbulente, a căror arie depinde de poziția relativă obturator-manșetă și de forma orificiilor de trecere practicate în cilindrul amplificatorului (dreptunghiulare, rombice, trapezoidale, etc.).

Amplificatoarele cu distribuitor au fost analizate detaliat în literatura de specialitate [6.8], în toate variantele constructive.

În funcție de raportul lățimilor gulerelor (L_G) față de lățimea manșetelor (L_M), caracteristicile interne ale amplificatorului se modifică semnificativ, după cum urmează:

- (1) amplificator cu acoperire ideală (teoretic) $L_G/L_M = 1$,
- (2) amplificator cu acoperire pozitivă $L_G/L_M > 1$,
- (3) amplificator cu acoperire negativă $L_G/L_M < 1$.

Conform notațiilor din fig. 6.21, *b*, pentru o deplasare X_i a distribuitorului în raport cu cilindrul amplificatorului, ariile de trecere ale fluidului

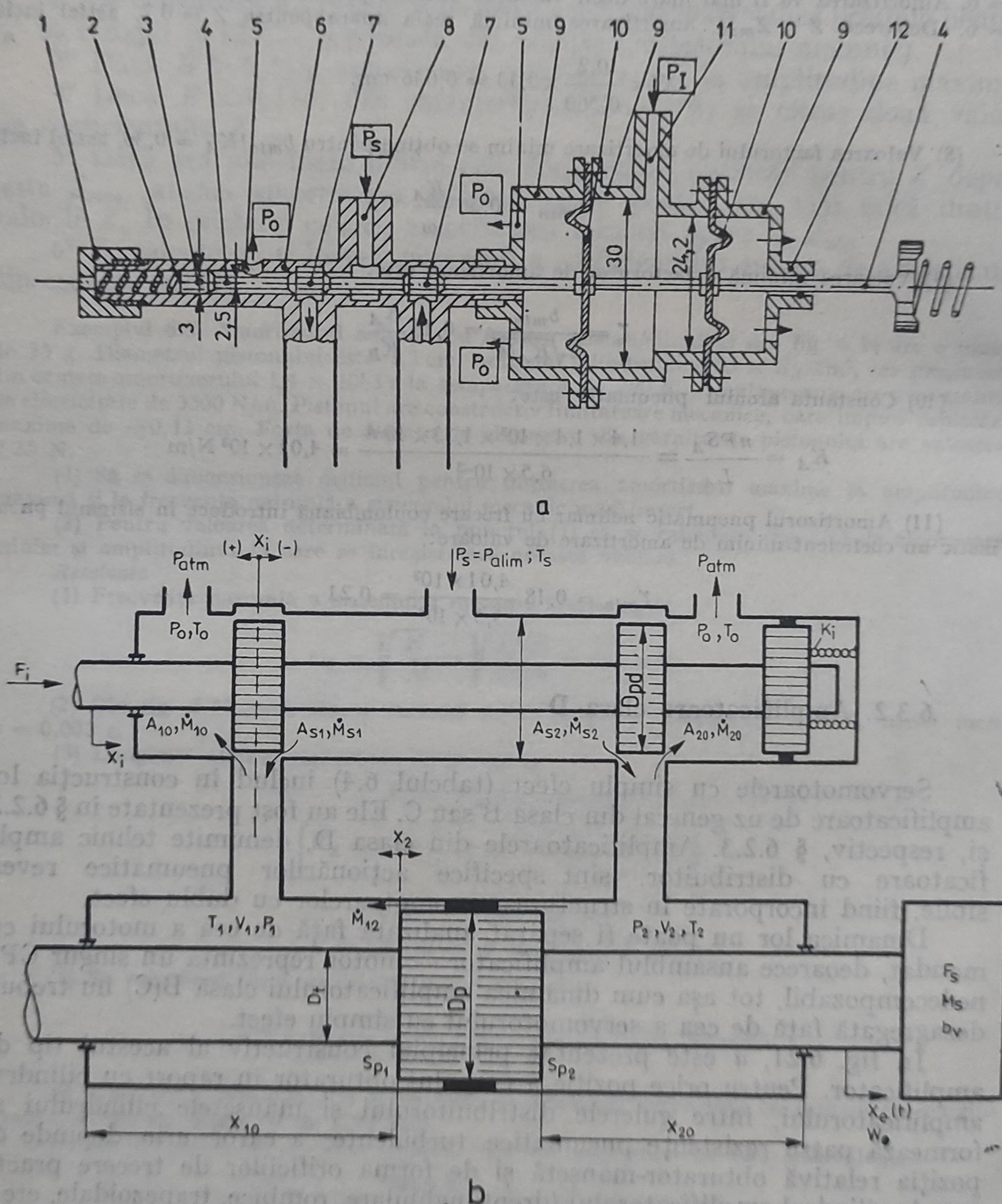
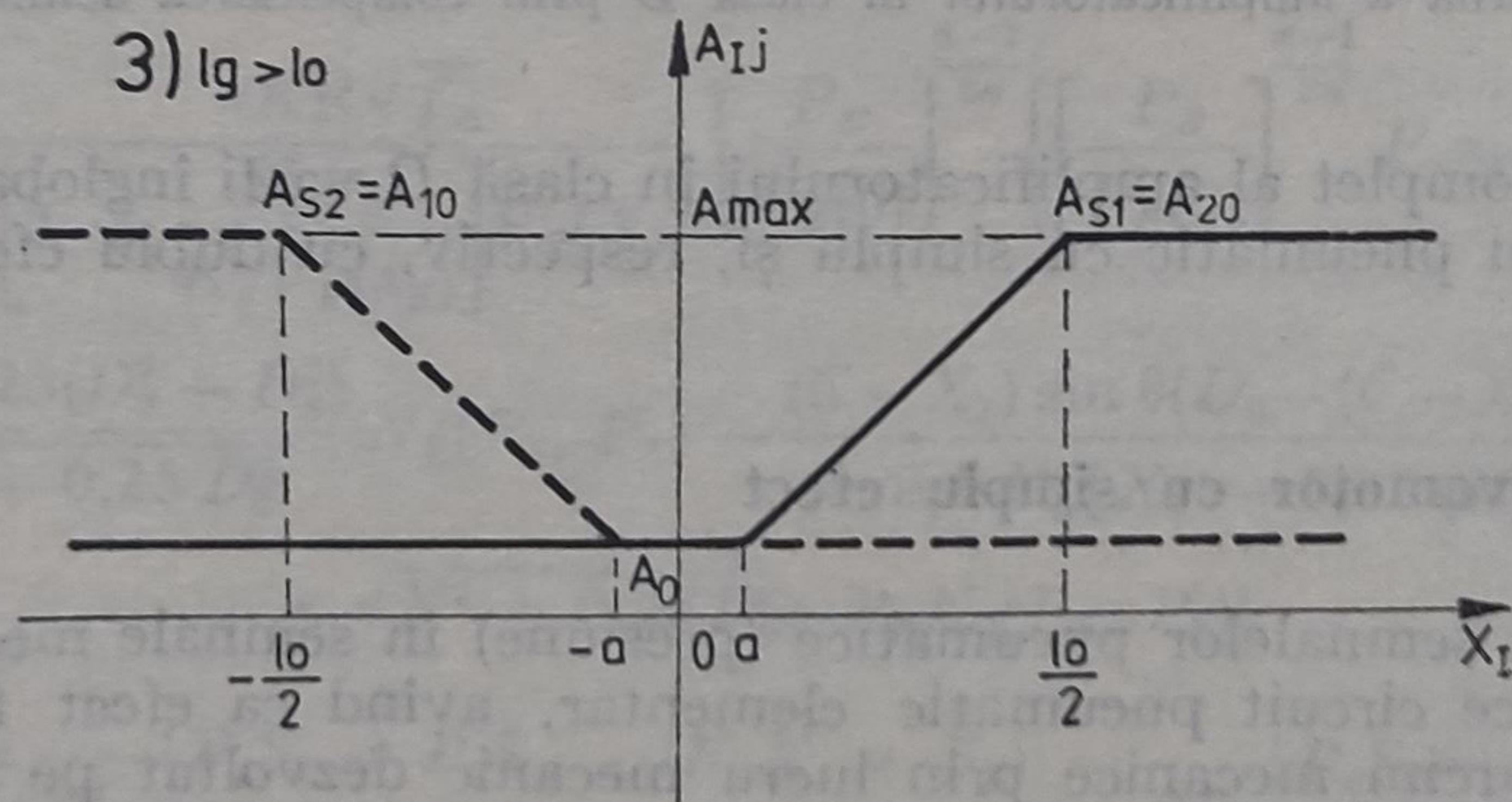
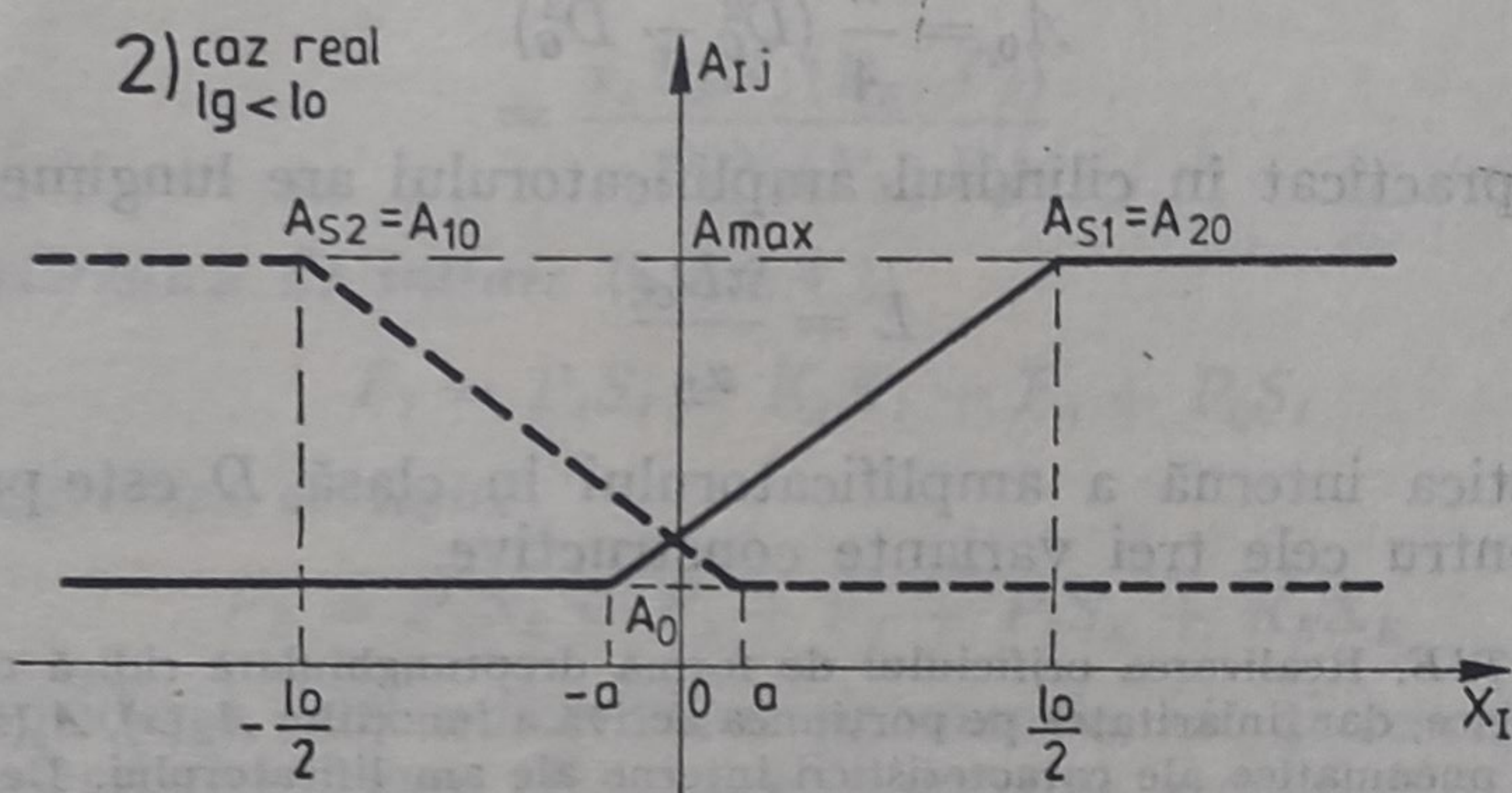
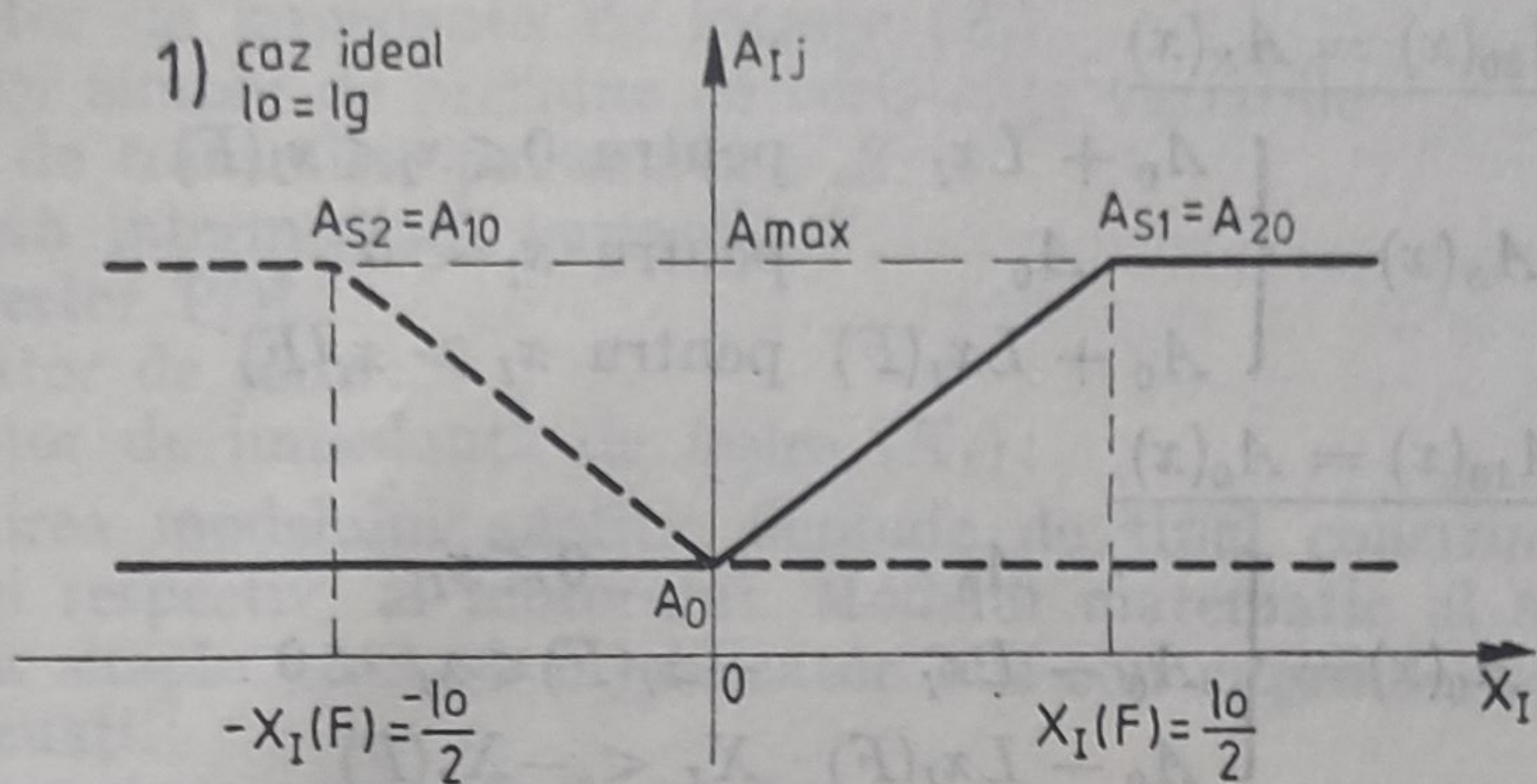


Fig. 6.21. Amplificator pneumatic în clasa D:
a — principiu constructiv; *b* — cuplarea amplificatorului cu un motor dublu efect;



C

Fig. 6.21.

c — caracteristica internă (geometrică).

prin rezistențele turbulente formate între gulere și manșete au, în cazul amplificatorului ideal, următoarele expresii (pentru orificii dreptunghiulare):

$$\underline{A_{S1}(x) = A_{20}(x) = A_S(x)}$$

$$A_S(x) = \begin{cases} A_0 + Lx_I & \text{pentru } 0 \leq x_I \leq x_I(F) \\ A_0 & \text{pentru } x_I < 0 \\ A_0 + Lx_I(F) & \text{pentru } x_I > x_I(F) \end{cases} \quad (6.130)$$

$$\underline{A_{S2}(x) = A_{10}(x) = A_0(x)}$$

$$A_0(x) = \begin{cases} A_0 & 0 \leq x_I \\ A_0 - Lx_I & -x_I(F) \leq x_I < 0 \\ A_0 - Lx_I(F) & x_I < -x_I(F) \end{cases} \quad (6.131)$$

A_0 este aria minimă de trecere a fluidului prin interstițiul dintre cilindrul distribuitorului și gulerele distribuitorului, calculabilă prin expresia:

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (D_C^2 - D_G^2) \quad (6.132)$$

Orificiul practicat în cilindrul amplificatorului are lungimea

$$L = \frac{\pi D_C}{\alpha_D} \quad (6.133)$$

Caracteristica internă a amplificatorului în clasă D este prezentată în fig. 6.21, c pentru cele trei variante constructive.

OBSERVAȚIE. Realizarea orificiului de formă dreptunghiulară ridică cele mai simple probleme tehnologice, dar liniaritatea pe porțiunea activă a funcțiilor $A_S(x)$, $A_0(x)$ este mascată de neliniaritățile pneumatice ale caracteristicii interne ale amplificatorului. De multe ori este preferabil, dacă costul tehnologic nu este prea mare, realizarea unor orificii profilate (rombice, trapezoidale, etc.) sau a unor gulere profilate [6.1; 6.8]. În aceste situații se poate obține o caracteristică internă a amplificatorului în clasă D prin compensarea neliniarităților caracteristicii statice.

Modelul complet al amplificatorului în clasă D va fi înglobat în modelul servomotorului pneumatic cu simplu și, respectiv, cu dublu efect.

6.3.3. Servomotor cu simplu efect

Conversia semnalelor pneumatice (presiune) în semnale mecanice (forțe) are loc în orice circuit pneumatic elementar, avînd ca efect final poziționarea unor sarcini mecanice prin lucru mecanic dezvoltat pe seama sursei de putere pneumatice de alimentare (§ 4.1). Cu excepția servomotoarelor, aceste forțe au însă valoare relativ redusă.

Configurația de bază a unui servomotor cu simplu efect este prezentată în fig. 6.11, a și constă dintr-un amplificator clasa B (sau C), simbolizat prin cele două rezistențe turbulente variabile $\{A_S(x_I), A_0(x_I)\}$, motorul pneumatic propriu-zis, sarcina inerțială (M_M), amortizorul pneumatic (b_v), arcul mecanic (K_R) și forța rezistentă de sarcină, inclusiv frecarea coulombiană.

Circuitul pneumatic elementar echivalent servomotorului cu simplu efect este reprezentat în fig. 6.12, *a* și este format din următoarele componente:

- adaptor de impedanță de intrare (Z_I);
- divizor simplu de presiune cu rezistențe variabile
- linie de transmisie pneumatică \mathcal{L} ;
- cameră intermediară variabilă \mathcal{C} ;
- convertor P/M;
- sumator de forțe;
- adaptor de impedanță de ieșire (K_E);

Construirea modelului analitic depinde de tipul constructiv al amplificatorului și respectiv, al motorului. Modelul matematic al servomotorului cu piston cu simplu efect și amplificator bilă-con cuprinde de exemplu următoarele ecuații:

- *Caracteristica internă* (§ 6.2.4.1)

$$\frac{(C - X_I) \sin \theta [D_0 - (C - X_I) \sin \theta \cos \theta] \sqrt{X_I^2 + 0,25 D_0^2}}{0,5 D_0 [X_I^2 - 0,25 (D_s^2 - D_0^2)]} = \frac{\alpha_s P_s N_s (P_s, P_E)}{\alpha_0 P_1 N_0 (P_E, P_0)} \quad (6.135)$$

- *Caracteristica de intrare* (§ 6.2.4.2)

$$F_I = P_I S_I = K_I X_I + F_0 + P_0 S_I \quad (6.136)$$

- *Caracteristica de ieșire*

$$F_E = P_E S_E = F_s + F_f + P_0 S_E + K_E X_E \quad (6.137)$$

unde s-au considerat, atât amortizorul pneumatic, cât și resortul antagonist ca având caracteristici liniare (F_0 — pretensionarea arcului K_I).

- *Caracteristici dinamice*

$$\begin{aligned} \frac{dP_E}{dt} = & \frac{nKR\sqrt{T_s}}{\left[1 + \frac{S_E^2 P_E}{K_E V_E(x_E)}\right] V_E(X_E)} \left[\frac{P_E}{P_E(0)}\right]^{\frac{n-1}{2n}} \left\{ \left[\frac{P_E}{P_E(0)}\right]^{\frac{n-1}{2n}} P_s \alpha_s \frac{\pi D_0}{2} \times \right. \\ & \times \frac{X_I^2 + 0,25(D_0^2 - D_s^2)}{\sqrt{X_I^2 + 0,25 D_0^2}} N_s(P_s, P_E) - \frac{(C - X_I) \sin \theta (D_0 - (C - X_I) \sin \theta \cos \theta)}{0,5 D_0 [X_I^2 - 0,25 (D_s^2 - D_0^2)]} \times \\ & \left. \times \sqrt{X_I^2 + 0,25 D_0^2} \alpha_0 P_E N_0(P_E, P_0) \right\} \end{aligned} \quad (6.138)$$

$$\frac{d^2 X_I}{dt^2} = \frac{1}{M_I} \{P_I S_I - P_0 S_I - (K_I X_I + F_0)\} = \frac{1}{M_I} [P_I S_I - F_{\Sigma I} - K_I X_I] \quad (6.139)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 X_E}{dt^2} = & \frac{1}{M_E} \left\{ P_E S_E - P_0 S_E - K_E X_E - b_v \frac{dX_E}{dt} - F_s - F_f \right\} = \\ = & \frac{1}{M_E} \left\{ P_E S_E - F_{\Sigma E} - K_E X_E - b_v \frac{dX_E}{dt} \right\} \end{aligned} \quad (6.140)$$

Ecuatia (6.138) modelează două faze ale procesului tranzitoriu din servomotorul pneumatic cu simplu efect:

1) *faza de demaraj* ($X_E = 0$, $F_M \leq F_S + F_f$)

2) *faza de mișcare* ($X_E = f(t)$, $F_M > F_S + F_f$).

Dacă servomotorul are pierderi de fluid prin etanșări (motorul cu piston), atunci în modelul precedent se va introduce debitul de pierderi sub forma:

$$\dot{M}_P = \frac{K}{\sqrt{T_E}} \alpha_P A_P P_E N_P(P_E, P_0) \quad (6.141)$$

astfel încît:

$$\begin{aligned} \dot{M}_{SE} &= \dot{M}_{E0} + \dot{M}_P \\ \frac{dP_E}{dt} &= \frac{1}{C(P_E)} [\dot{M}_{SE} - \dot{M}_{E0} - \dot{M}_P] \end{aligned} \quad (6.142)$$

Introducerea debitului de pierderi în model nu modifică semnificativ procedura de calcul a servomotorului. Astfel, în regim staționar se va apela în cadrul sistemului SIPASAP la subprogramul DIVT în locul subprogramului DIVS, iar în regim tranzitoriu în ecuația (6.138) se va adăuga termenul $(-\dot{M}_P)$.

OBSERVAȚIE. Spre deosebire de procesele de acumulare din camerele amplificatoarelor pneumatice, în cazul servomotoarelor schimbul termic dintre fluid, pereții motorului și mediu extern, are o importanță mare. Simpla utilizare a relației de transformare politropică nu mai este întotdeauna satisfăcătoare, indiferent de alegerea valorilor coeficientului politropic n .

În aceste situații, în modelul complet al servomotorului se cere introdusă funcția de aproximare pentru căldura schimbată în regim tranzitoriu, iar ecuația de stare se cere înlocuită prin ecuația energetică (§ 4.3).

$$P_E \frac{dV_E}{dt} = RT_E \left(\frac{T_1}{T_E} \dot{M}_{SE} - \dot{M}_{E0} - \dot{M}_P \right) - \frac{1}{\kappa} V_E \frac{dP_E}{dt} - \frac{\kappa - 1}{\kappa} Q(T_E(t))$$

O analiză detaliată a consecințelor modificării modelului se găsește în literatura de specialitate [69].

În privința implementării modelului de servomotor pneumatic cu simplu efect (denumit servomotor proporțional [6.10]), în sistemul SIPASAP se observă faptul că structural acest model nu diferă de cel al amplificatorului în clasă B decît prin completarea cu ecuațiile (6.139), (6.140) ale adaptoarelor mecanice de intrare și respectiv de ieșire.

Proiectantul va utiliza subprogramele APMS (listing 6.4) SAL (listing 6.5), SAN (listing 6.6) și subprogramele de adaptor mecanic de impedanță.

Data fiind însă destinația modificată a subprogramelor, pentru servomotoarele cu simplu efect prelucrarea rezultatelor va fi deosebită.

Performanțele servomotorului sînt legate de rolul acestuia într-un sistem automat pneumatic: *poziționarea sarcinilor inerțiale*, cuplate la ieșire.

În consecință, alături de performanțele privind debitul maxim consumat, erorile de neliniaritate, debitul maxim livrat, constanta maximă de timp, caracteristice amplificatorului în clasă B, proiectantul va prelucra rezul-

tatele obținute pe calculator pentru explicitarea următoarelor caracteristici specifice motoarelor:

(a) *caracteristica mecanică*, de ieșire: $X_E = f(F_E)$;

(b) *caracteristica intrare-ieșire*: $X_E = g(X_I)$;

(c) *caracteristica de demaraj*: $W_E(D) = h(X_I)$;

(a) *Caracteristica mecanică* (fig. 6.22, a) se utilizează pentru determinarea punctului static de funcționare al motorului cuplat cu o anumită sarcină.

În regim staționar, forța activă, dezvoltată de motorul pneumatic (cu piston sau cu membrană), are valoarea:

$$F_E = P_E S_E - P_0 S_E = K_E(X_E) X_E,$$

astfel încât caracteristica mecanică reproduce însăși caracteristica elementului elastic al convertorului P/M (§ 5.4)

Saturația caracteristicii este de natură mecanică, cursele fiind limitate prin opritori mecanici (cilindrii pneumatice) sau prin deformarea limitată a membranelor.

Histerezisul, citibil în fig. 6.22, a, este provocat de elementul elastic din construcția motorului și de forța de frecare.

Pentru o valoare anumită a sarcinii ($F_s + F_f$) punctul de funcționare se stabilește la intersecția caracteristicii mecanice cu dreapta sau curba de sarcină.

În cazul servomotoarelor cu membrană, variația suprafeței efective în funcție de deplasarea X_E (§ 5.4) accentuează neliniaritățile caracteristicii mecanice (incluzînd histerezisul)

$$X_E = \frac{(P_E - P_0) S_E(X_E) - (F_f + F_s)}{K_E(X_E)} \quad (6.143)$$

(b) *Caracteristica statică a servomotorului* $X_E = g(X_I)$ compune neliniaritățile caracteristicii interne a amplificatorului cu cele ale caracteristicii mecanice (fig. 6.22, b). Factorul de amplificare, calculat pe caracteristica statică, va depinde de punctul de funcționare:

$$K_M = \frac{\partial X_E}{\partial X_I} \bigg|_0 = \frac{S_E(\bar{X}_E)}{K_E(\bar{X}_E)} \frac{\bar{P}_E}{\left[\frac{n+1}{2n} + K_S(P_s, \bar{P}_E) + K_0(\bar{P}_E, P_0) \right]} \times \\ \times \frac{\bar{X}_I [\bar{X}_I^2 + 0,25(D_0^2 + D_s^2)]}{[\bar{X}_I^2 - 0,25(D_s^2 - D_0^2)] [(\bar{X}_I^2 + 0,25D_0^2)]} \quad (6.144)$$

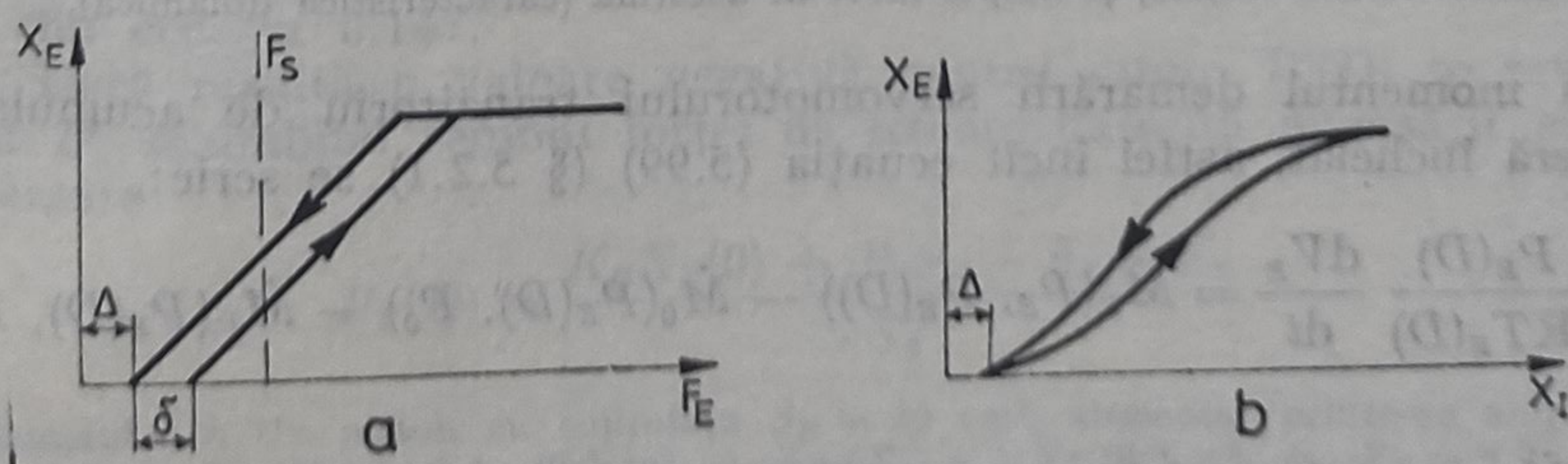


Fig. 6.22. Caracteristici ale servomotorului cu simplu efect:

a — caracteristica mecanică; b — caracteristica statică;

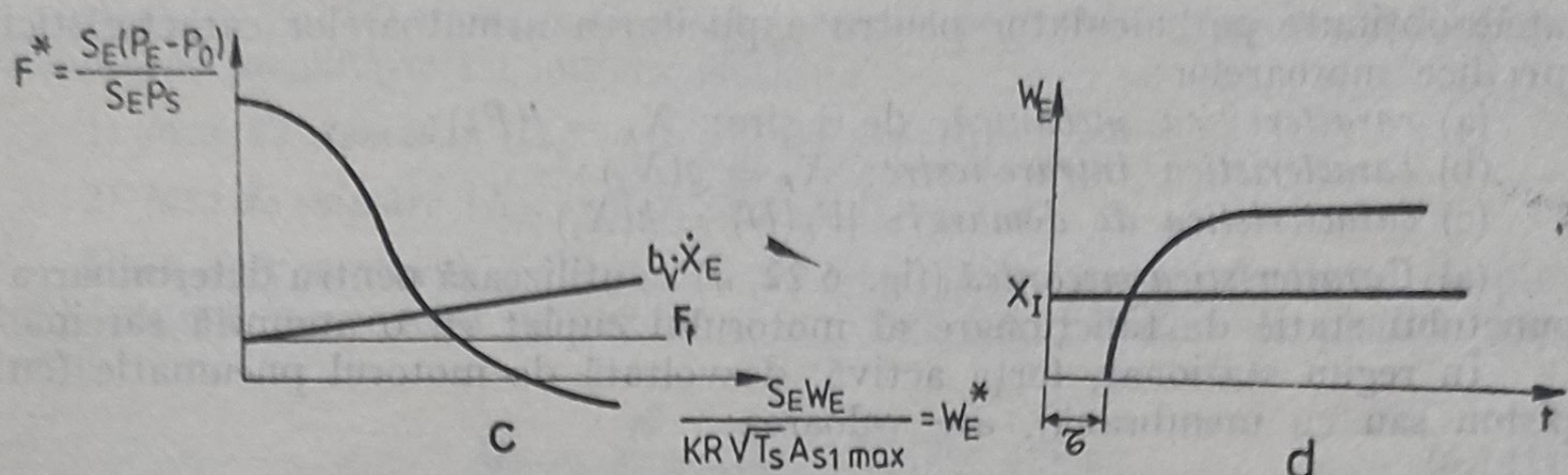


Fig. 6.22.

c — caracteristica de demaraj; d — caracteristica dinamică indicială.

În funcție de valoarea forței de frecare F_f , precum și a forței de sarcină, F_s , caracteristica statică are o zonă de insensibilitate (Δ), mai importantă pentru servomotorul cu piston.

(c) *Caracteristica de demaraj* evidențiază dependența vitezei de demarare în funcție de forța dezvoltată la ieșirea motorului, pentru o anumită valoare a mărimii de comandă (X_I) (fig. 6.22, c).

În momentul imediat următor aplicării comenzii, presiunea din cameră începe să crească în urma procesului tranzitoriu de acumulare (într-o cameră de volum constant).

Forța activă F_M devine superioară forțelor rezistente

$$F_{MD} = P_E(D) S_E \geq K_E X_E(0) + P_0 S_E + F_f + F_s \quad (6.145)$$

unde prin $P_E(D)$ s-a notat presiunea la care pistonul începe să se deplaseze.

Neglijînd faza accelerării mecanice a sarcinii, se poate considera că motorul pneumatic pornește cu viteza $W_E(D)$ spre noua poziție de echilibru $X_E(F)$, pe care o va atinge după terminarea regimului tranzitoriu.

În prima fază a regimului dinamic, pistonul a rămas pe loc ($V_E = \text{const.}$), în timp ce presiunea din camera servomotorului a crescut de la $P_E(0)$ la $P_E(D)$. În urma acestui proces tranzitoriu pneumatic de demarare, în caracteristica dinamică apare un timp mort înregistrat între momentul generării comenzii X_I și momentul începerii mișcării motorului (fig. 6.22, d).

OBSERVAȚIE. Uneori se face o confuzie între zona de insensibilitate a motorului (citibilă pe caracteristica statică) și timpul mort al acestuia (caracteristica dinamică).

În momentul demarării servomotorului tranzitoriu de acumulare se consideră încheiat, astfel încît ecuația (5.99) (§ 5.2.1) se scrie:

$$\frac{P_E(D)}{RT_E(D)} \frac{dV_E}{dt} = \dot{M}_S(P_S, P_E(D)) - \dot{M}_0(P_E(D), P_0) - \dot{M}_P(P_E(D), P_0) \quad (6.146)$$

unde \dot{M}_P reprezintă debitul de pierderi în atmosferă, de obicei neglijabil în raport cu celelalte două debite prin amplificator.

Deoarece $dV_E/dt = S_E W_E(D)$, din (6.146) rezultă:

$$W_E(D) = \frac{KR\sqrt{T_E(D)}}{S_E} \left[\left(\frac{T_E(D)}{T_1} \right)^{\frac{1}{2}} \alpha_S A_S(X_I) P_S N_S(P_S, P_E(D)) - \alpha_0 A_0(X_I) P_E(D) N_0(P_E(D), P_0) \right] \quad (6.147)$$

unde presiunea din camera servomotorului la care începe deplasarea se calculează din (6.145)

$$P_E(D) = \frac{K_E X_E(0) + P_0 S_E + F_f + F_S}{S_E} \quad (6.148)$$

Presiunea de demarare depinde, pentru o poziție inițială dată de vechiul regim permanent $X_E(0)$, de valoarea instantanee a forței de sarcină $F_S(D)$ în momentul demarării și de valoarea forței de frecare F_f .

În practică, problema demarării poate fi evitată în consecințele ei negative (dependența presiunii $P_E(D)$ de forța de sarcină, apariția timpului mort de demarare) prin alegerea unor servomotoare „mai puternice” față de cerințele de sarcină $(P_E - P_0) S_E \gg F_S$.

Pentru verificarea condițiilor de demarare ale unui servomotor pneumatic cu simplu efect, modelul (6.147—6.148) poate fi rezolvat pe calculator (subrutina DEMSE) urmînd o procedură simplă.

Procedura de calcul

1°. Se alege domeniul de variație al forței rezistente la axul motorului $\{0, F_{(MAX)}\}$; se alege pasul de calcul $\frac{F_{MAX}}{N}$.

2°. Pentru fiecare valoare, se calculează din (6.148) presiunea de demarare $P_E(D)$ cunoscînd caracteristicile motorului K_E , S_E și poziția față de care se analizează procesul de demarare $X_E(0)$.

3°. Se calculează temperatura din camera motorului acceptînd o transformare politropică de stare:

$$T_E(D) = T_E(0) [P_E(D)/P_E(0)]^{\frac{n-1}{n}}$$

unde pentru simplificare $T_E(0) = T_1$, iar $P_E(0)$ se obține prin apelarea subprogramului DIVS.

4°. Se calculează viteza de demarare pentru fiecare punct al caracteristicii din ecuația 6.147.

5°. Dacă rezultă o valoare negativă pentru viteza $W(D)$ se revine la punctul 2°, schimbînd semnul forței de frecare datorită inversării sensului de deplasare

$$P_F(D) = \frac{K_E X_E(0) + P_0 S_E - F_f + F_S}{S_E}$$

Exemplul 6.9. Un piston cu suprafața $S_E = 20 \text{ cm}^2$, alimentat printr-un amplificator clasa B, avînd $A_{SE}(X_I) = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ și $A_{E0}(X_I) = 0,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ și $P_S = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $P_0 = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$, $T_1 = 300 \text{ K}$ să se calculeze viteza de demarare atunci cînd forța de sarcină (F_S) variază între 100 și 800 N, iar forța de frecare este $F_f = 100 \text{ N}$.

Prin utilizarea subprogramului DEMSE se obțin următoarele rezultate:

PS	P0	S	T
0.450 E + 06	0.100 E + 06	0.200 E - 02	0.300 E + 03
ASE	AE0		
0.400 E - 05	0.400 E - 06		

F(N)	PE(P)	W(M/S)
0.2000 E + 03	0.2000 E + 06	0.8640 E + 00
0.3000 E + 03	0.2500 E + 06	0.6819 E + 00
0.4000 E + 03	0.3000 E + 06	0.5364 E + 00
0.5000 E + 03	0.3500 E + 06	0.3989 E + 00
0.6000 E + 03	0.4000 E + 06	0.2519 E + 00
0.7000 E + 03	0.4500 E + 06	-0.4018 E - 01
0.8000 E + 03	0.5000 E + 06	-0.2882 E + 00
0.9000 E + 03	0.5500 E + 06	-0.3578 E + 00

În calculul servomotorului pneumatic cu simplu efect se va folosi o familie de caracteristici de demaraj parametrizată funcție de valoarea treptei de comandă [6.1].

În fig. 6.23 este reprezentată viteza maximă de demarare (W_E), exprimată în funcție de forța de sarcină și de forța de frecare pentru exemplul 6.9.

În proiectarea servomotoarelor pneumatice cu simplu efect este eficientă folosirea familiilor de caracteristici normalizate, de demarare:

$$W_E^*(D) = f(A_I^*, F_E^*);$$

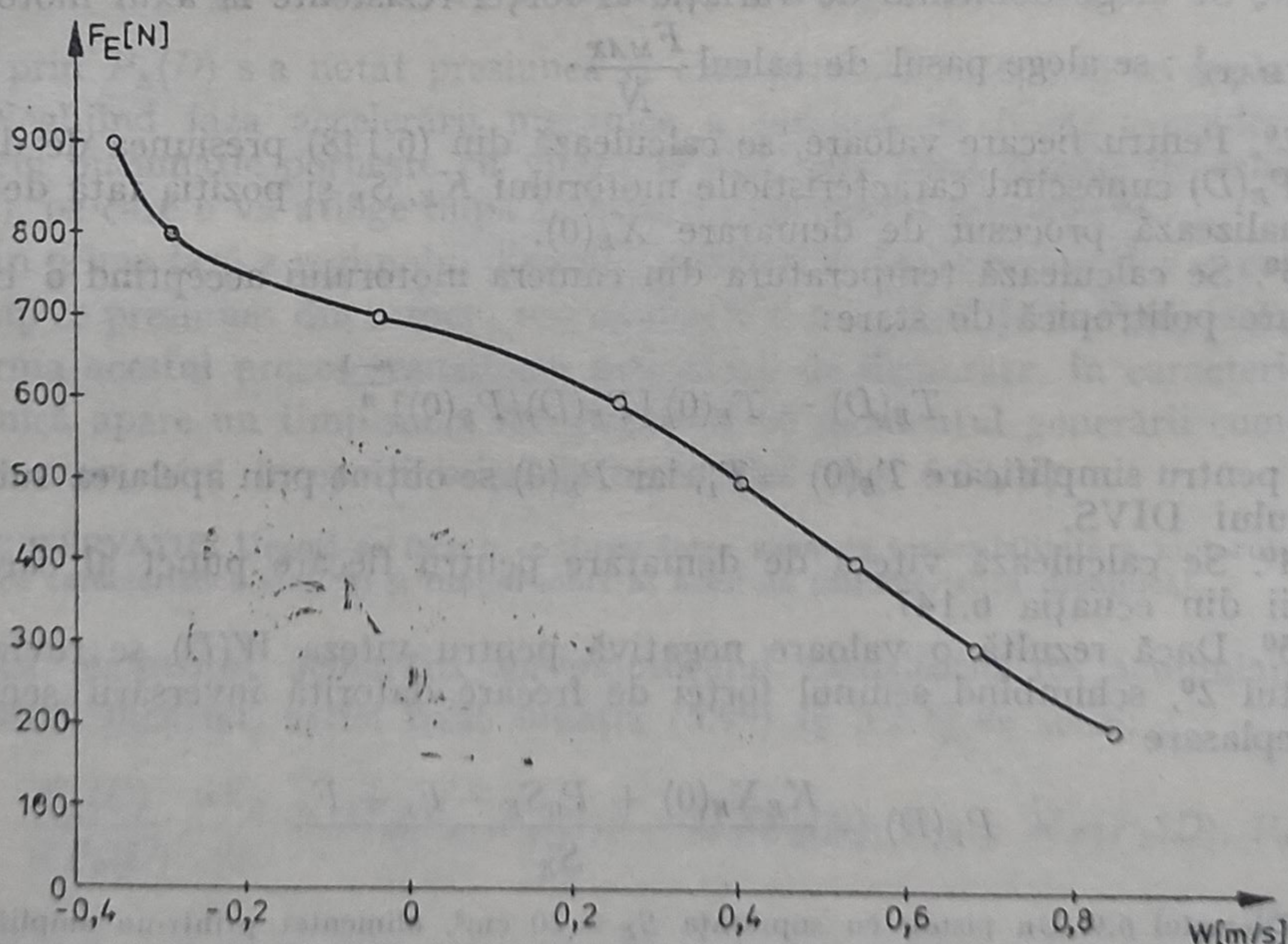


Fig. 6.23. Caracteristica vitezei maxime de demarare a servomotorului cu simplu efect, din exemplul 6.9.

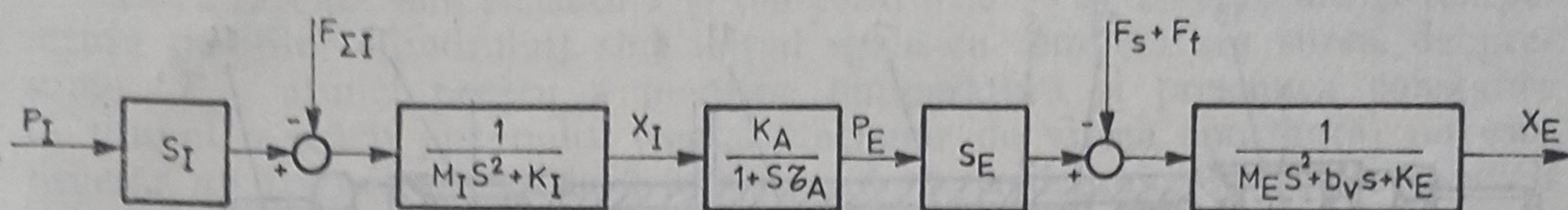


Fig. 6.24. Schema bloc a servomotorului cu simplu efect (model liniarizat)

unde:

$$W_E^*(D) = \frac{S_E}{KR\sqrt{T_S}A_{SE, MAX}} W_E(D) \text{ este viteza normalizată a pistonului în momentul demarării;}$$

$$A_I^* = \frac{A_{E0}(X_{I, MAX})}{A_{SE}(X_{I, MAX})} \text{ — aria de intrare normalizată;}$$

$$F_E^* = \frac{(P_E - P_0) S_E}{P_S S_E} \text{ — forța normalizată, dezvoltată de motorul pneumatic.}$$

Pentru o sarcină dată, punctul de funcționare se obține la intersecția caracteristicii de demarare, obținută prin rularea subprogresului DEMSE cu dreapta de sarcină normalizată:

$$F_S^* = \frac{F_r + KX_0}{P_S S_E} + \frac{b_v W(D)}{P_S S_E}$$

Pentru analiza dinamicii acestui element motor pneumatic se folosește modelul neliniar (6.138—6.140) sau, în cazul semnalelor de mică amplitudine, modelul liniarizat, implementabil prin funcțiile de transfer prezentate în fig. 6.25.

6.3.4. Servomotor cu dublu efect

Un motor pneumatic în care presiunea fluidului acționează pe ambele fețe ale elementului elastic sau mobil (membrană, piston etc) este inclus în clasa motoarelor cu dublu efect.

Servomotorul pneumatic cu dublu efect este ansamblul format dintr-un amplificator în clasa D și un motor cu dublu efect (fig. 6.25). Acestei configurații constructive i se asociază următoarele componente:

- adaptor de impedanță de intrare Z_{MI} ;
- divizor dublu de presiune în puncte cu rezistențe variabile;
- două convertoare P/M;
- sumator de forțe;
- adaptor de impedanță de ieșire Z_{ME} ;
- linii pneumatice de conexiune între amplificator și motor.

În regim staționar modelul matematic al servomotorului cu dublu efect se obține prin particularizarea ecuațiilor de conservare, scrise pentru volu-

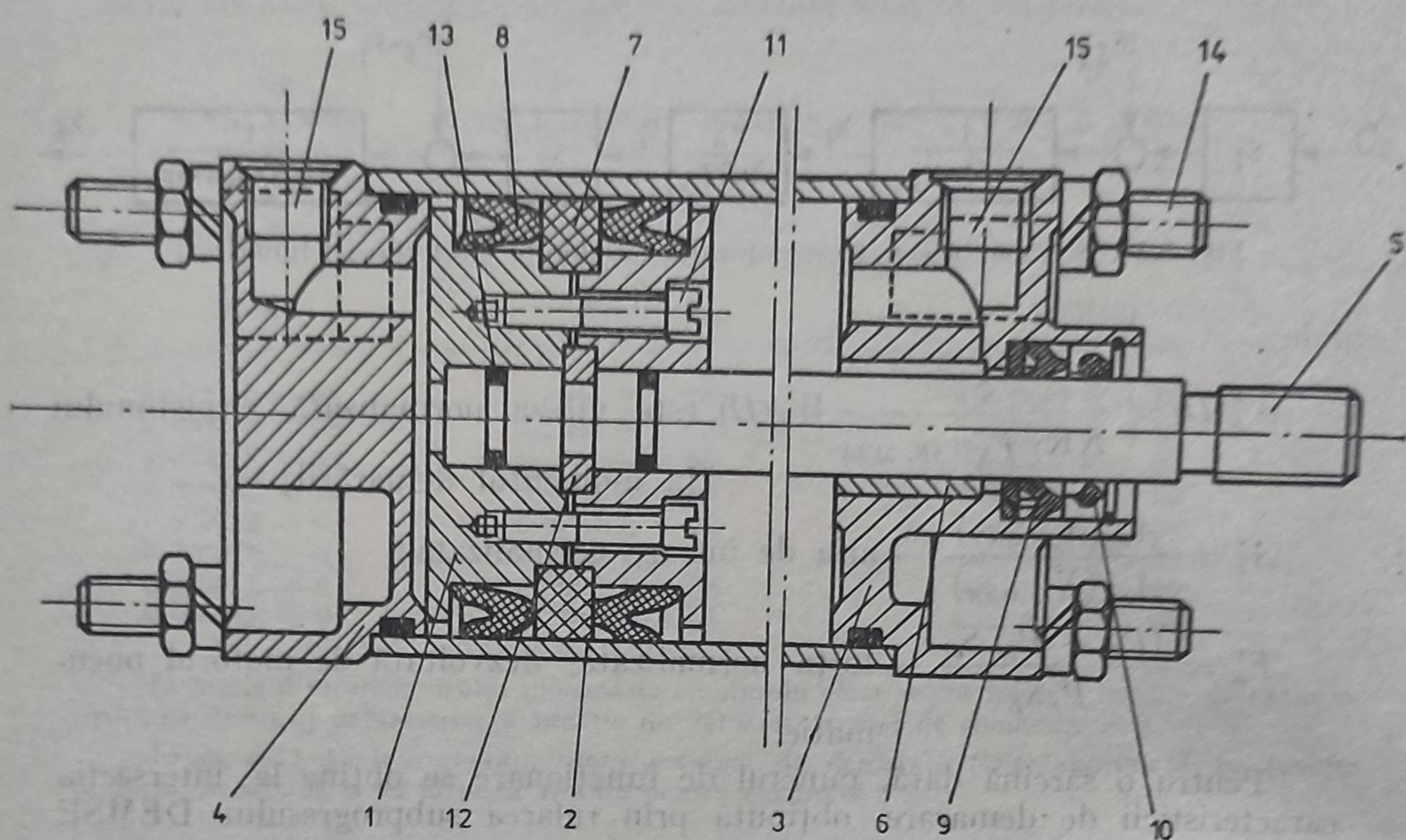


Fig. 6.25. Servomotor cu dublu efect, schema constructivă.

mele de control corespunzătoare celor două camere ale motorului. Cu notațiile din fig. 6.21, *b* rezultă:

- *ecuațiile de conservare a masei de fluid din camerele motorului*

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{P_1 V_1}{T_1} \right) = \dot{M}_{s1} - \dot{M}_{12} - \dot{M}_{10} \quad (6.149)$$

$$\frac{1}{R} \frac{d}{dt} \left(\frac{P_2 V_2}{T_2} \right) = \dot{M}_{s2} + \dot{M}_{12} - \dot{M}_{20} \quad (6.150)$$

- *ecuațiile de conservare a energiei:*

$$\frac{cv}{R} \frac{d}{dt} (P_1 V_1) = c_p (T_s \dot{M}_{s1} - T_1 \dot{M}_{12} - T_1 \dot{M}_{10}) - P_1 \frac{dV_1}{dt} - Q_1 \quad (6.151)$$

$$\frac{cv}{R} \frac{d}{dt} (P_2 V_2) = c_p (T_s \dot{M}_{s2} + T_1 \dot{M}_{12} - T_2 \dot{M}_{20}) - P_2 \frac{dV_2}{dt} - Q_2 \quad (6.152)$$

unde Q_1 și Q_2 sînt căldura schimbată între fluid și mediu extern în camera 1 a motorului și, respectiv, în camera 2 a acestuia.

Variațiile volumelor celor două camere, care au loc în timpul deplasării pistonului, se exprimă prin relațiile:

$$\begin{aligned} V_1 &= V_1(0) + S_{P_1} X_E \\ V_2 &= V_2(0) - S_{P_2} X_E \end{aligned} \quad (6.153)$$

Dacă sarcina este constantă și temperaturile T_1 și T_2 (precum și temperatura pereților cilindrului) sînt inițial egale cu temperatura sursei de presiune (T_s), atunci pentru a menține temperatura și presiunea constante în timpul mișcării pistonului (regim staționar de viteză constantă) nu este necesar un transfer de căldură în sistemul termodinamic. În aceste condiții particulare (simplificatoare) $Q_1 = 0$; $Q_2 = 0$.

Ecuatiile (6.151–6.152) devin:

$$\frac{dV_1}{dt} = \frac{RT}{P_1} (\dot{M}_{s1} - \dot{M}_{12} - \dot{M}_{10}) \quad (6.151')$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{RT}{P_2} (\dot{M}_{s2} + \dot{M}_{12} - \dot{M}_{20}) \quad (6.152')$$

Prin înlocuirea expresiilor variațiilor de volum în ecuațiile (6.151'–6.152'), rezultă viteza în regim staționar a motorului liniar cu dublu efect:

$$W = \frac{KR\sqrt{T}}{S_{p1}} \left[\frac{P_s}{P_1} N_{s1}(P_s, P_1) \alpha_{s1} A_{s1}(X_I) - N_{12}(P_1, P_2) A_{12} \alpha_{12} - \right. \\ \left. - N_{10}(P_1, P_0) \alpha_{10} A_{10} \right] \quad (6.153)$$

$$W = - \frac{KR\sqrt{T}}{S_{p2}} \left[\frac{P_s}{P_2} N_{s2}(P_s, P_2) \alpha_{s2} A_{s2}(X_I) + \frac{P_1}{P_2} N_{12}(P_1, P_2) A_{12} \alpha_{12} - \right. \\ \left. - N_{20}(P_2, P_0) A_{20} \alpha_{20} \right] \quad (6.154)$$

Modelul de calcul al regimului staționar al servomotorului cu dublu efect se completează cu ecuațiile de echilibru mecanic pentru adaptoarele de impedanță de intrare și de ieșire:

$$F_I = S_D P_I = K_I X_I + F_{\Sigma I} \quad (6.155)$$

$$S_{p1} P_1 - S_{p2} P_2 = F_E = F_s + F_f = F_{\Sigma E} \quad (6.156)$$

Problema calculării vitezei servomotorului cu dublu efect se reduce la găsirea valorilor de regim staționar P_2 și P_3 care satisfac, pentru o sarcină specifică (F_s, F_f) și o comandă dată (X_I), sistemul de ecuații (6.153–6.156).

Prelucrarea modelului (6.153–6.156) permite efectuarea analizei asistată de calculator a celor trei caracteristici de regim staționar ale servomotorului pneumatic, cu dublu efect:

- caracteristica mecanică $W = j'(F_E)$;
- caracteristica statică $W = g(X_I)$;
- caracteristica de demaraj $W^* = j'(A_I^*(X_I), F_E^*)$.

Subprogramul SMOT (listing 6.8) poate fi utilizat de către proiectant și în mod autonom față de sistemul SIPASAP, în faza de predimensionare a servomotorului cu dublu efect.

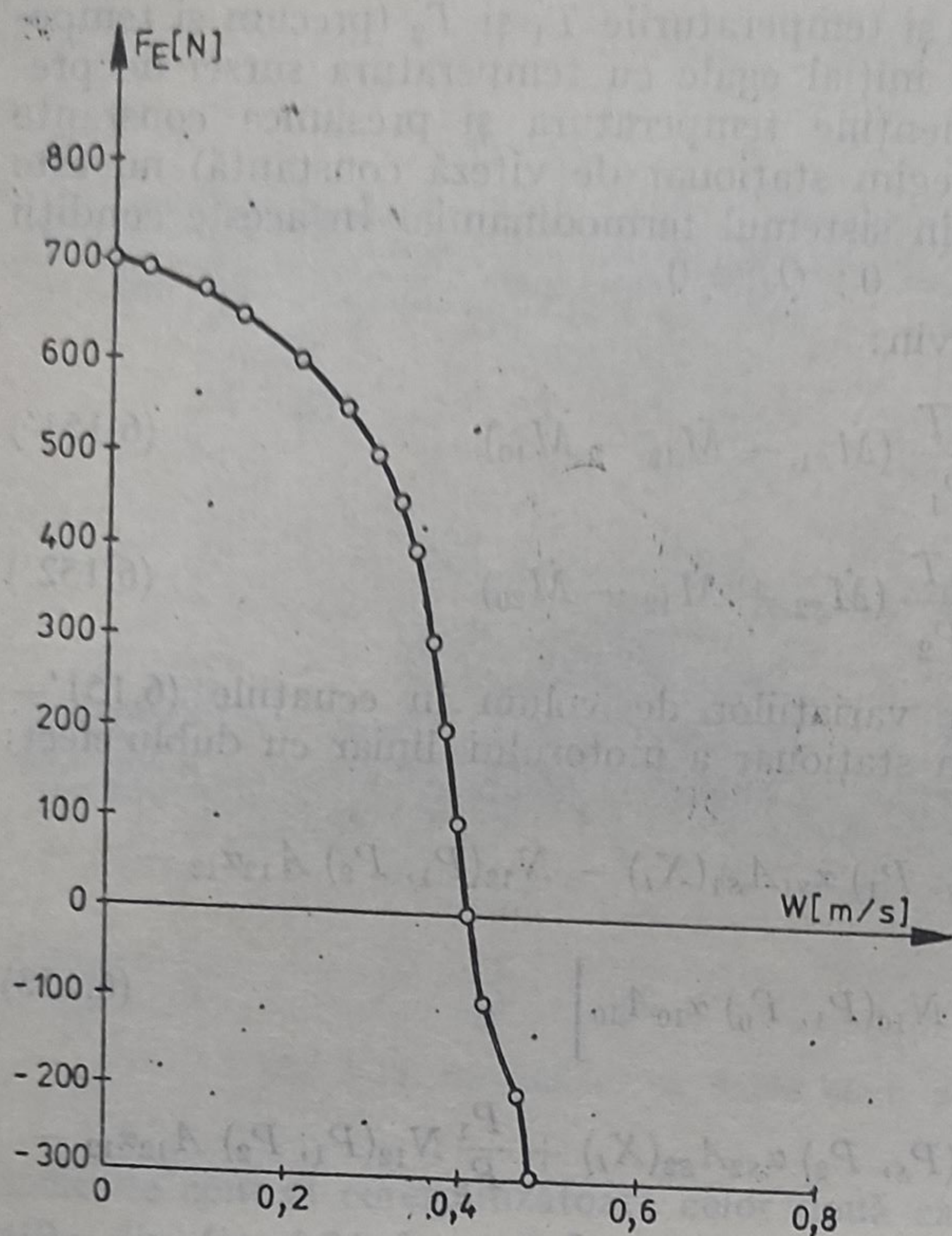


Fig. 6.26. Caracteristica mecanică a servomotorului pneumatic cu dublu efect.

Exemplul 6.10. Pentru analiza pe calculator a caracteristicii mecanice a unui servomotor pneumatic cu dublu efect, se introduc următoarele date, cerute de subprogramul SMOT:

$$S_{p1}=20 \text{ cm}^2; S_{p2}=18 \text{ cm}^2; \\ A_{s1} = A_{20} = 3 \text{ mm}^2; A_{10} = \\ = A_{s2} = 0,4 \text{ mm}^2; P_s = \\ = 4,5 \times 10^5 \text{ Pa}; P_0 = 1,0 \times \\ \times 10^5 \text{ Pa}; T_s = 300 \text{ K}$$

Procedură

1°. Se alege $P_2 = 0,9$

$P_s - 1,1 P_0$
2°. Se calculează viteza motorului W , din ecuația (6.154)

3°. Se calculează presiunea în camera activă P_1 din ecuația (6.153)

4°. Se calculează forța dezvoltată de motor din ecuația (6.156), fig. 6.26.

$$F_E = S_{p1}P_1 - S_{p2}P_2$$

Subprogramul SMOT este validat pentru ipoteza simplificatoare a absenței schimbului termic prin pereții motorului. În cazul în care $Q_1 \neq 0$, $Q_2 \neq 0$, este necesară utilizarea ecuațiilor complete (6.151), (6.152). În ceea ce privește analiza asistată de calculator a comportării acestor blocuri funcționale pneumatice, sistemul SIPASAP conține subprogramul SMOT pentru analiza regimului staționar — listing 6.8, respectiv subprogramul DMOT pentru analiza regimului dinamic — listing 6.9.

În regim dinamic pentru analiza pe model liniarizat se vor utiliza următoarele ecuații; obținute prin prelucrarea relațiilor (6.149) — (6.153) și (6.155).

— *dinamica adaptorului de impedanță de intrare*

$$M_I \frac{d^2 X_I}{dt^2} = S_D P_I - K_I X_I + F_f \quad (6.157)$$

— *dinamica adaptorului de ieșire*

$$P_1 S_{p1} - P_2 S_{p2} - (P_1 - P_2) \frac{\partial F_E}{\partial (\Delta P)} - F_s \pm F_f - \\ - B_V \frac{dX_E}{dt} - K_E X_E = M_S \frac{d^2 X_E}{dt^2} \quad (6.158)$$

Listing 6.8

```

CALL SMOT
STOP
END
SUBROUTINE SMOT
REAL K,KD,N
EXTERNAL F1,F2
COMMON V4,V5,V6,W,P1,P4
DATA K,R/0.0404,287./
NR=1
NW=1
WRITE(NW,1)
1  FORMAT(1X,'NUMARUL DE INTERVALE:')
  READ(NR,2)NI
  WRITE(NW,16)
16  FORMAT(1X,'NUMARUL DE VALORI X:')
  READ(NR,2)NX
2   FORMAT(I3)
  WRITE(NW,3)
3   FORMAT(1X,'INTRODUCETI:A0,KD,X0,XF,SP2,SP3,N'/)
  READ(NR,4)A0,KD,X0,XF,SP2,SP3,N
4   FORMAT(8F10.0)
  WRITE(NW,5)
5   FORMAT(1X,'INTRODUCETI:P1,P4,WM,T,AL12,AL34,AL24,AL13'/)
  READ(NR,4)P1,P4,WM,T,AL12,AL34,AL24,AL13
  PW=WM/NI
  V1=K*R*SQRT(T)/SP2
  V2=K*R*SQRT(T)/SP3
  NI1=NI+1
  V4=(1+N)/(2*N)
  DO 6 I=1,NX
    W=0.
    WRITE(NW,8)
8    FORMAT(/10X,'X=')
    READ(NR,4)X
    WRITE(NW,9)
9    FORMAT(/6X,'W',11X,'F',10X,'P2',10X,'P3')
    DO 7 J=1,NI1
      IF(X.LT.X0)A1=A0
      IF(X.GE.X0.AND.X.LE.XF)A1=A0+KD*X
      IF(X.GT.XF)A1=A0+KD*XF
      IF(X.GT.X0)A2=A0
      IF(X.LE.X0.AND.X.GE.-XF)A2=A0-KD*X
      IF(X.LT.-XF)A2=A0-KD*XF
      V5=A1*P1**V4*V1*AL12
      V6=A2*V1*AL24
      CALL SOL(P4,P1+0.1E5,F1,1.E-4,P2)
      V5=A1*V2*AL34
      V6=A2*P1**V4*V2*AL13
      CALL SOL(P4,P1+0.1E5,F2,1.E-4,P3)
      FM=SP2*P2-SP3*P3
      IF(P2.GE.P1.OR.P3.GE.P1)GO TO 6
      WRITE(NW,15)W,FM,P2,P3
15  FORMAT(1X,4E12.5)
      W=W+PW
7    CONTINUE
6    CONTINUE
  RETURN
END

```


Listing 6.8 (continuare)

```

FUNCTION F1(X)
COMMON V4,V5,V6,W,P1,P4
F1=V5*CN(P1,X)/X**V4-V6*CN(X,P4)-W
RETURN
END
FUNCTION F2(X)
COMMON V4,V5,V6,W,P1,P4
F2=V5*CN(X,P4)-V6*CN(P1,X)/X**V4-W
RETURN
END

```

Listing 6.9

```

CALL RUTX
CALL SIMSIB(1,0)
STOP
END
SUBROUTINE DERFUN
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
F(1)=X(1)
F(2)=X(2)
F(3)=X(3)
IF(Y(3).EQ.0..AND.P(8)*Y(1)-P(9)*Y(2).LE.P(14)+P(7))F(3)=0
F(4)=Y(3)
DO 1 I=1,NY
IEQ=NYP2+I
1 Y(IEQ)=F(I)
RETURN
END
SUBROUTINE XVAL
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
V1=(P(5)-1)/P(5)
V2=(3*P(5)-1)/(2*P(5))
X(1)=(P(1)*Y(1)**V1*CN(P(12),Y(1))-P(2)*Y(1)**V2*CN(Y(1),
$P(13))-P(5)*P(8)*Y(1)*Y(3))/(P(10)+P(8)*Y(4))
X(2)=(P(3)*Y(2)**V1*CN(P(12),Y(2))-P(4)*Y(2)**V2*CN(Y(2)
$,P(13))+P(5)*Y(2)*Y(3)*P(9))/(P(11)-P(9)*Y(4))
X(3)=(P(8)*Y(1)-P(9)*Y(2)-P(7)*Y(3)-P(14))/P(6)
RETURN
END
SUBROUTINE PARMOD
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
RETURN
END
SUBROUTINE RUTX
REAL N,K,M,KD
EXTERNAL F1
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
$NR,NW
DATA K,R/0.0404,287./
NW=1
NR=1
WRITE(NW,1)
1 FORMAT(1X,'INTRODUCETI:N,T,P1,P4,SP2,SP3,B,X0,XF,FR'/)

```


Listing 6.9 (continuare)

```

2 READ(NR,2)N,T,P1,P4,SP2,SP3,B,X0,XF,FR
  FORMAT(10F8.0)
  WRITE(NW,3)
3  FORMAT(1X,'INTRODUCETI:KD,M,V20,V30,A0,AL12,AL24,AL13,AL34
  $'/)
  READ(NR,2)KD,M,V20,V30,A0,AL12,AL24,AL13,AL34
  WRITE(NW,4)
  FORMAT(1X,'X(0),TREAPTA INTRARE X=')
4  READ(NR,2)XX0,XT
  VV=N*K*R*SQRT(T)
  IF(XT.LT.X0)A1=A0
    IF(XT.LE.XF.AND.XT.GE.X0)A1=A0+KD*XT
  IF(XT.GT.XF)A1=A0+KD*XF
  IF(XT.GT.X0)A2=A0
  IF(XT.LE.X0.AND.XT.GE.-XF)A2=A0-KD*XT
  IF(XT.LT.-XF)A2=A0-KD*XF
  P(1)=VV*P1**((N+1)/(2*N))*A1*AL12*P4**((1-N)/(2*N))
  P(2)=VV*P4**((1-N)/(2*N))*A2*AL24
  P(3)=VV*P1**((N+1)/(2*N))*A2*AL13*P4**((1-N)/(2*N))
  P(4)=VV*P4**((1-N)/(2*N))*A1*AL34
  P(5)=N
  P(12)=P1
  P(13)=P4
  CALL SOL(P4,P1,F1,1.E-4,P20)
  P(6)=M
  P(7)=B
  P(8)=SP2
  P(9)=SP3
  P(10)=V20
  P(11)=V30
  P(14)=FR
  Y(1)=P20
  Y(2)=P20
  Y(3)=0
  Y(4)=XX0
  RETURN
END
FUNCTION F1(XX)
COMMON/ALL/F(20),Y(42),X(50),P(50),NY,NYP1,NYP2,NYMAX,NX,
*NR,NW
VF=(P(5)+1)/(2*P(5))
F1=XX**VF*CN(XX,P(13))-P(12)**VF*CN(P(12),XX)
RETURN
END

```

— *dinamica celor două camere de acumulare*

$$(1 + \tau_1 s) \dot{p}_1(s) = -\frac{n\bar{P}_1}{V_1} \tau_1 s (S_{p1} x_E) + \frac{\partial P_1}{\partial A_{s1}} a_{s1} + \frac{\partial P_2}{\partial A_{10}} a_{10} \quad (6.159)$$

$$(1 + \tau_2 s) \dot{p}_2(s) = \frac{n\bar{P}_2}{V_2} \tau_2 s (S_{p2} x_E) + \frac{\partial P_2}{\partial A_{s2}} a_{s2} + \frac{\partial P_2}{\partial A_{20}} a_{20} \quad (6.160)$$

Reunind ecuațiile (6.159—6.160) și considerînd $S_{p1} = S_{p2}$ se obține:

$$\begin{aligned}
 (1 + \tau_1 s) (1 + \tau_2 s) (\dot{p}_1(s) - \dot{p}_2(s)) &= \frac{\partial(P_1 - P_2)}{\partial \omega} (1 + \tau_\omega s) s x_E + \\
 &+ \frac{\partial(P_1 - P_2)}{\partial A_{s1}} (1 + \tau_A s) a_{s1} + \frac{\partial(P_1 - P_2)}{\partial A_{s2}} (1 + \tau_B s) a_{s2}
 \end{aligned} \quad (6.161)$$

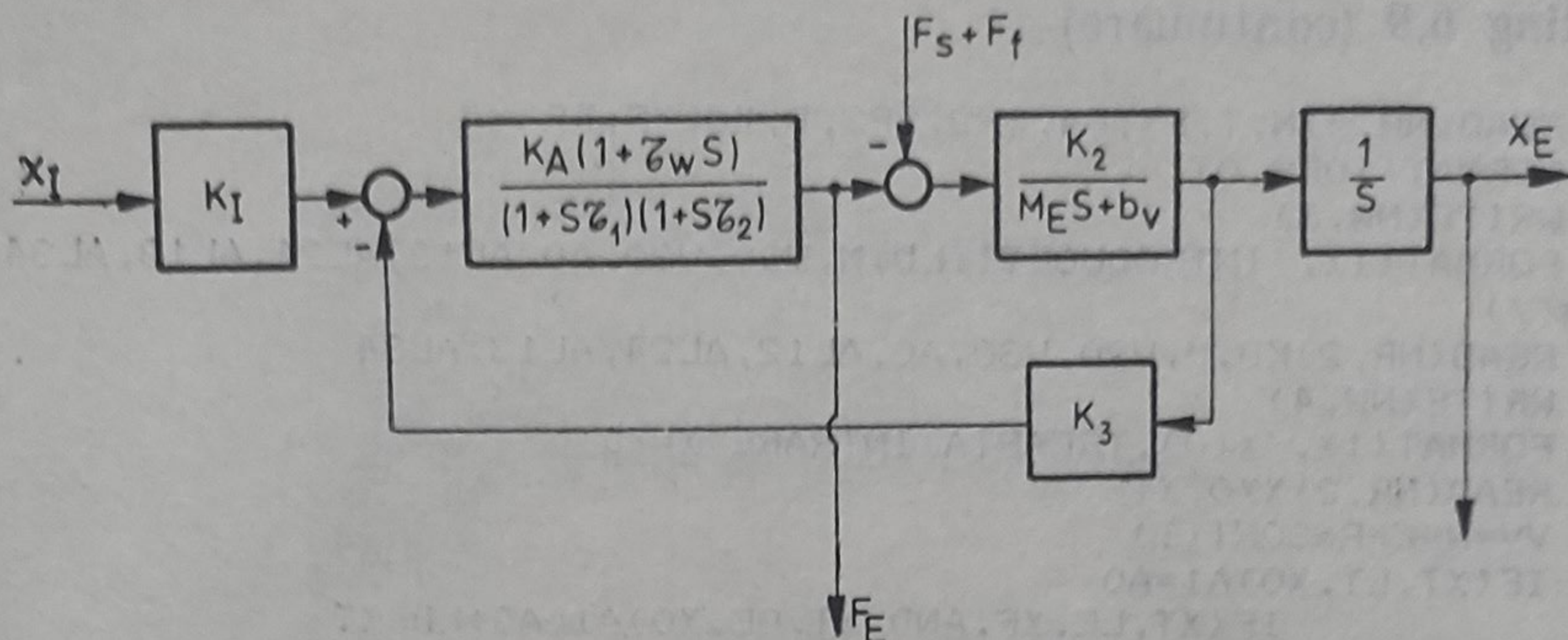


Fig. 6.27. Schema bloc a servomotorului cu dublu efect (model liniarizat).

unde:

$$\tau_w = \frac{\tau_1 \tau_2}{\frac{\bar{P}_2 \tau_2 / \bar{V}_2 + \bar{P}_1 \tau_1 / \bar{V}_1}{\bar{P}_1 / \bar{V}_1 + \bar{P}_2 / \bar{V}_2}} \quad (6.162)$$

$$\tau_A = \frac{(\partial P_1 / \partial A_{s1}) \tau_2 - (\partial P_2 / \partial A_{20}) \tau_1}{(\partial P_1 / \partial A_{s1}) - (\partial P_2 / \partial A_{20})} \quad (6.163)$$

$$\tau_B = \frac{(\partial P_1 / \partial A_{10}) \tau_2 - (\partial P_2 / \partial A_{s2}) \tau_1}{(\partial P_1 / \partial A_{10}) - (\partial P_2 / \partial A_{s2})} \quad (6.164)$$

Pentru simplificarea acestui model se ține seama că pentru soluțiile constructive uzuale, efectul de întârziere/anticipare poate fi înlocuit cu o singură constantă de întârziere:

$$\tau_s = \frac{\tau_1 \tau_2}{\tau_w} \quad (6.165)$$

Schema bloc a modelului dinamic liniarizat pentru servomotorul pneumatic cu dublu efect este prezentată în fig. 6.27.

6.3.5. Servomotor rotativ cu deplasare pozitivă

Servomotorul rotativ cu deplasare pozitivă este format dintr-un amplificator clasa D și un motor cu palete [6.1]. Motorul acționează sarcina cuplată la axul său în diferite regimuri de turație, funcție de comanda aplicată amplificatorului și de cuplul de sarcină redus la axul motor. Cele două zone de curgere de înaltă presiune și respectiv de joasă presiune (fig. 6.28, a) nu sînt izolate termodinamic, iar volumele ocupate de fluidul sub presiune nu cresc și nu descresc monoton în decursul curgerii prin motorul cu deplasare pozitivă. În consecință în modelarea funcționării servomotorului este necesară

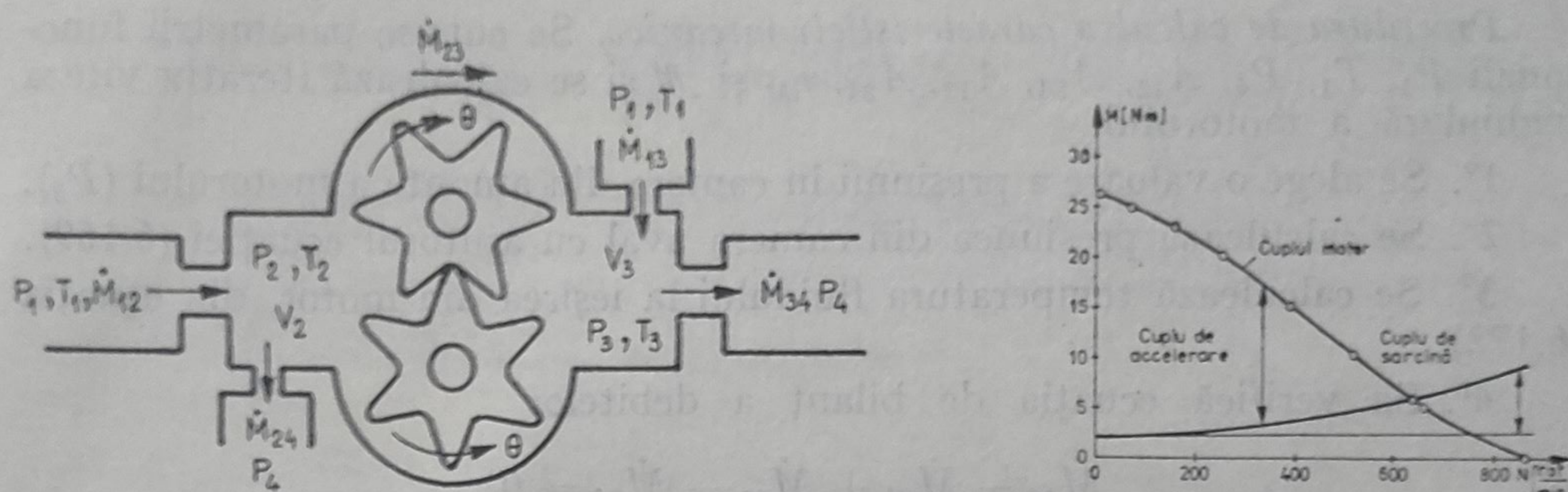


Fig. 6.28. Servomotor rotativ cu deplasare pozitivă:
a - principiul funcțional; b - caracteristica mecanică

utilizarea unei ecuații de bilanț energetic în locul ecuației de bilanț energetic în locul ecuației de transformare de stare.

Regim staționar. Din ecuațiile de conservare ale masei de fluid în cele două volume de control, de înalta presiune și de joasă presiune rezultă:

$$\frac{dM_2}{dt} = \dot{M}_{12} - \dot{M}_{23} - \dot{M}_{24} - \frac{P_2}{RT_2} \frac{V_D}{2\pi} \dot{\theta} = 0 \quad (6.166)$$

$$\frac{dM_3}{dt} = \dot{M}_{13} + \dot{M}_{23} - \dot{M}_{34} + \frac{P_3}{RT_3} \frac{V_D}{2\pi} \dot{\theta} = 0 \quad (6.167)$$

astfel încît:

$$\dot{M}_{12} - \dot{M}_{24} + \dot{M}_{13} - \dot{M}_{34} = 0 \quad (6.168)$$

Din ecuația energetică (principiul I al termodinamicii) se obține:

$$c_p(T_1\dot{M}_{12} - T_2\dot{M}_{24} + T_1\dot{M}_{13} - T_3\dot{M}_{34}) = \mathcal{M}\dot{\theta} \quad (6.169)$$

Acceptînd ipoteza simplificatoare $T_2 \approx T_1$, ecuația devine:

$$c_p(\dot{M}_{12} - \dot{M}_{24} + \dot{M}_{13})(T_1 - T_3) = \mathcal{M}\dot{\theta} \quad (6.170)$$

Energia furnizată sarcinii este nenulă dacă există o variație a temperaturii fluidului între intrarea și ieșirea din motor. ($T_1 \neq T_3$).

Cuplul dezvoltat la axul motorului depinde de căderea internă de presiune a relației:

$$\mathcal{M} = \eta_M \cdot \frac{V_D}{2\pi} (P_2 - P_3) \quad (6.171)$$

$$T_3 = T_1 \left[1 - \eta_M \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) \frac{C_{12}A_{12} - N_{24}A_{24} - N_{23}A_{23}}{C_{12}A_{12} - N_{24}A_{24} + \frac{P_3}{P_2} C_{13}A_{13}} \right] \quad (6.172)$$

unde η_M reprezintă randamentul mecanic al motorului.

Prin eliminarea variabilelor \mathcal{M} și $\dot{\theta}$ din ecuațiile (6.166)–(6.171) se obține relația între temperaturile fluidului la intrarea și respectiv ieșirea din motor

Procedura de calcul a caracteristicii mecanice. Se cunosc parametrii funcționali $P_1, T_1, P_4, A_{12}, A_{24}, A_{13}, A_{34}, \eta_M$ și \mathcal{M} și se calculează iterativ viteza unghiulară a motorului.

- 1°. Se alege o valoare a presiunii în camera din amonte a motorului (P_2).
- 2°. Se calculează presiunea din camera aval cu ajutorul ecuației (6.169).
- 3°. Se calculează temperatura fluidului la ieșirea din motor, din ecuația (6.172).
- 4°. Se verifică ecuația de bilanț a debitelor

$$\dot{M}_{12} - \dot{M}_{24} + \dot{M}_{13} - \dot{M}_{34} = 0$$

- 5°. Eroarea de alegere a presiunii P_2 se calculează din expresia:

$$\varepsilon = C_{12}A_{12} - N_{24}A_{24} + \frac{P_3}{P_2} \left(C_{13}A_{13} - \sqrt{\frac{T_1}{T_3}} N_{34}A_{34} \right)$$

- 6°. Dacă $|\varepsilon| < \varepsilon_{impuls}$ se calculează viteza unghiulară

$$\dot{\theta} = KR\sqrt{T_1} \frac{2\pi}{V_D} (C_{12}A_{12} - N_{23}A_{23} - N_{24}A_{24})$$

- 7°. Dacă eroarea depășește limita impusă se reia algoritmul cu o nouă valoare pentru presiunea P_2 pînă la obținerea valorii dorite de determinare a acestei mărimi funcționale.

Exemplul 6.11. Pentru un motor rotativ cu deplasare pozitivă se cunosc:

$$V_0 = 500 \text{ cm}^3/\text{rotație}; \quad \eta_M = 0,95; \quad A_{12} = 20 \text{ mm}^2; \quad A_{34} = 40 \text{ mm}^2; \\ A_{24} = A_{23} = A_{13} = 0; \quad P_1 = 4,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}, \quad P_2 = 1,10^5 \text{ Pa}; \quad T_1 = 300 \text{ K}.$$

Datorită cazului particular al motorului (cu pierderi neglijabile ($A_{24} = A_{13} = 0$))

$$C_{34} = \frac{A_{12}}{A_{34}} \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} \frac{P_1}{P_4} N_{12}$$

și

$$\frac{T_3}{T_1} = 1 - \eta_M \frac{\kappa - 1}{\kappa} \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) = 1 - 0,271 \cdot \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right)$$

Se alege inițial $P_2 = 4 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ ($N_{12} = 0,646$). Prin efectuarea a patru iterații algoritmul este convergent

$$\frac{T_3}{T_1} = 1; \quad C_{34} = 1,454 \sqrt{\frac{T_3}{T_1}} = 1,454 \rightarrow \frac{P_3}{P_4} = 1,514$$

$$\frac{T_3}{T_1} = 1 - 0,271 \left(1 - \frac{1,514}{4} \right) = 0,831, \quad C_{34} = 1,326 \rightarrow \frac{P_3}{P_4} = 1,425$$

$$\frac{T_3}{T_1} = 1 - 0,271 \left(1 - \frac{1,425}{4} \right) = 0,825; \quad C_{34} = 1,321 \rightarrow \frac{P_3}{P_4} = 1,421$$

$$\frac{T_3}{T_1} = 1 - 0,271 \left(1 - \frac{1,421}{4} \right) = 0,825$$

$$\mathcal{M} = 0,95 \times \frac{500 \cdot 10^{-6}}{2\pi} (4 \cdot 10^5 - 1,421 \cdot 10^5) = 19,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\dot{\theta} = \frac{2\pi}{V_D} KR \sqrt{T_1} N_{12} A_{12} = 312 \text{ rot/min}$$

$$\dot{\theta} = \frac{2\pi}{500 \cdot 10^{-6}} \times 11,6 \times \sqrt{300} \times 0,646 \times 20 \times 10^{-6} = 32,6 \text{ rad/s}$$

Subprogramul de calcul din cadrul sistemului SIPASAP pentru caracteristica mecanică a servomotorului cu deplasare pozitivă primește ca date inițiale: $P_1, P_4, A_{12}, A_{24}, A_{13}, A_{34}, A_{23}, \eta_M, \mathcal{M}, V_D$. Prin program se calculează valorile P_2, P_3 și T_3/T_1 care satisfac modelul de regim staționar al servomotorului cu deplasare pozitivă.

În final, subprogramul calculează funcția de viteză

$$W_{P_3} = 2\pi(C_{12}A_{12} - N_{23}A_{23} - N_{24}A_{24})/V_D$$

și viteza unghiulară la axul motor:

$$\dot{\theta} = KR \sqrt{T_1} W_{P_3}$$

Rezultatele obținute sînt cele de mai jos.

M (NM)	RPM	P2 (PA)	P3 (PA)	T3 (K)
• 2600E+02	• 7667E+01	• 4471E+06	• 1032E+06	• 2940E+03
• 2500E+02	• 7469E+02	• 4404E+06	• 1097E+06	• 2692E+03
• 2300E+02	• 1603E+03	• 4266E+06	• 1224E+06	• 2604E+03
• 2000E+02	• 2559E+03	• 4056E+06	• 1410E+06	• 2592E+03
• 1500E+02	• 3895E+03	• 3693E+06	• 1709E+06	• 2639E+03
• 1000E+02	• 5182E+03	• 3308E+06	• 1985E+06	• 2722E+03
• 5000E+01	• 6669E+03	• 2870E+06	• 2208E+06	• 2836E+03
0 •	• 8723E+03	• 2357E+06	• 2357E+06	• 3000E+03

Regim dinamic. Modelul neliniar pentru analiza asistată de calculator a dinamicii motorului cu deplasare pozitivă în sistemul SIPASAP conține următoarele ecuații:

$$\frac{dM_2}{dt} = P_2 \frac{dV_2}{dt} + \frac{1}{n} V_2 \frac{dP_2}{dt} = \dot{M}_{12} - \dot{M}_{23} - \dot{M}_{24} - \frac{P_2}{RT_2} \frac{V_D}{2\pi} \dot{\theta}$$

$$\frac{dM_3}{dt} = P_3 \frac{dV_3}{dt} + \frac{1}{n} V_3 \frac{dP_3}{dt} = \dot{M}_{13} + \dot{M}_{23} - \dot{M}_{34} + \frac{P_3}{RT_3} \frac{V_D}{2\pi} \dot{\theta}$$

$$J_s \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + b_{rot} \frac{d\theta}{dt} = \mathcal{M} - \mathcal{M}_s$$

$$\mathcal{M} = \eta_M \frac{V_D}{2\pi} (P_2 - P_3)$$

În fig. 6.28, *b* este reprezentată caracteristica mecanică a servomotorului rotativ cu palete.

Concluzii. Analiza asistată de calculator a blocurilor funcționale constituie faza finală a predimensionării oricărui echipament pneumatic de automatizare.

Ținând cont de principalele funcții implementate în tehnologia de automatizare pneumatică și anume: *divizarea presiunii de alimentare, amplificarea și efectuarea lucrului mecanic pentru poziționarea sarcinilor mecanice*, în acest capitol au fost modelate și analizate principalele circuite pneumatice elementare.

Divizoarele de presiune asigură o distribuție dorită a presiunilor în nodurile unei rețele pneumatice. Constructiv ele se regăsesc atât în structura circuitelor de corecție ale reguletoarelor pneumatice, cât și în structura circuitelor de distribuție a fluidului/comprimat către receptori.

Amplificatoarele pneumatice în clasa A, B, C și D reprezintă blocurile cele mai importante din structura aparatelor de prelucrare analogică și discretă a semnalelor de presiune.

În final, servomotoarele pneumatice cu membrană, cu piston sau rotative constituie blocurile funcționale care asigură mișcarea sarcinilor mecanice acționate pneumatic.

Procedurile și programele elaborate permit utilizatorului predeterminarea comportării în regim staționar și tranzitoriu.

În etapa de sinteză a unui sistem de automatizare pneumatic, blocurile funcționale vor fi interconectate prin legături directe și de reacție prin intermediul adaptoarelor de impedanță mecanică și, respectiv, al sumatoarelor comparatoare, de forțe sau momente.

Bibliografie

- 6.1. Andersen, B. W., *Analysis and Design of Pneumatic Systems*. Wiley and Sons, New York, 1967.
- 6.2. Petcu, D. *Pneumotomatica*. Editura tehnică, București, 1970.
- 6.3. Florea, S., Strenc, A., Papadopol, N. *Principii constructiv-funcționale, ale echipamentelor de automatizare pneumatice*. Tipografia I.P. București 1978.
- 6.4. Marinoiu, I., Poșchină, D., *Robinete de reglare*. Editura tehnică, București 1980.
- 6.5. Tsai, D., Cassidy, F. C. *Dynamic behaviour of simple pneumatic pressure reducer* "Journal of Basic Engineering", 83, 253, (1961).
- 6.6. Hirtreiter, A. B. *Air Springs*. Machine Design, 37, 104 (1965).
- 6.7. Townsend, R. W. *Damping Characteristics of a Pneumatic Dashpot*. M. S. Thesis, Arizona State University, Tempe, 1965.
- 6.8. Blackburn, J. F., Reethof, A. C., Shearer, J. L. *Fluid Power Control*. M. I. T. Press Cambridge, 1960.
- 6.9. Radcenco, V., Alexandrescu, N., Ionescu, D., Ionescu, M. *Calculul și proiectarea schemelor de automatizare pneumatice*. Editura tehnică, București, 1985.
- 6.10. Florea, S., Dumitrache, I. *Elemente de execuție pneumatice și hidraulice*. Editura didactică și pedagogică. București, 1967.
- 6.11. Cosoroabă, V. *Acționări pneumatice*. Editura tehnică, București, 1970.
- 6.12. Stănescu, A. M., Șerban, S. *Compatibility between a pneumatic nonlinear actuator and a linear compensator*. Preprints of IFAC Symposium on Pneumatic and Hydraulic Control Systems. Varșovia, 1980.

● În prezent „pneumaticul” și-a câștigat în automatică un statut de coexistență cu „electronicul” în cadrul aceluiași sistem, asigurând prin complementaritatea performanțelor game extinse de funcționalitate optimă în condițiile severe și contradictorii ale unei largi aplicabilități.

● Ținând seama de posibilitățile superioare oferite de procesele de fabricație și materialele disponibile în prezent, tehnologiile moderne de proiectare devin principalul garant al standardului competitivității noilor echipamente de automatizare

● Rezultat al unui notabil efort de echipă, prezenta lucrare multiplexează coerent un larg spectru de interdisciplinaritate: aspecte specifice ingineriei pneumaticului (mecanica fluidelor, termodinamică, mecanică, organe de mașini etc.), metode de analiză și sinteză structurală caracteristice teoriei sistemelor, tehnici informatice de prelucrare automată a unor modele complexe.



● Lucrarea finalizează și exemplifică demersul teoretic, metodologic și procedural prin tehnici PAC (proiectare asistată de calculator) aplicate unor structuri, componente și blocuri funcționale definitorii pentru decompozabilitatea și arhitectura pneumaticului. Mai mult, un pachet de programe, modular și accentuat interactiv, este oferit utilizatorilor în scopul pre-dimensionării sau reproiectării sistemelor de automatizare pneumatice.

● Lăsînd deschisă perfecționarea instrumentului software pentru proiectarea asistată a aparatelor și sistemelor pneumatice complexe, problemă care va face obiectul unui viitor titlu, prezenta lucrare ilustrează un important salt valoric în domeniul ingineriei de proiectare, cu consecințe prognozabile deosebit de favorabile pentru concepția, fabricația și utilizarea automatizărilor industriale.